

# BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND



## Prioritätsbescheinigung über die Einreichung einer Patentanmeldung

**Aktenzeichen:** 101 38 570.6

**Anmeldetag:** 6. August 2001

**Anmelder/Inhaber:** LuK Lamellen und Kupplungsbau Beteiligungs KG,  
Bühl, Baden/DE

**Bezeichnung:** Verfahren und Einrichtung zur Motorsteuerung beim  
USG-Synchronvorgang

**IPC:** B 60 K 41/00

Die angehefteten Stücke sind eine richtige und genaue Wiedergabe der ursprünglichen Unterlagen dieser Patentanmeldung.

München, den 5. August 2002  
Deutsches Patent- und Markenamt  
Der Präsident  
Im Auftrag

LuK Lamellen und Kupplungsbau  
Beteiligungs KG  
Industriestraße 3  
77815 Bühl

GS 0554 DE

**Patentanspruch**

- 5 Verfahren, Vorrichtung und deren Verwendung zum Betrieb eines Kraftfahrzeuges, insbesondere mit einem Antriebsmotor einer Kupplung und/oder einem unterbrechungsfreien Schaltgetriebe im Antriebsstrang, gekennzeichnet durch mindestens eines in den nachfolgenden Anmeldungsunterlagen enthaltenen Merkmale oder der Kombination von mindestens zwei dieser Merkmale.

LuK Lamellen und Kupplungsbau  
Beteiligungs KG  
Industriestraße 3  
77815 Bühl

GS 0554 DE

Verfahren und Einrichtung zur Motorsteuerung beim USG-Synchronvorgang

5 Die vorliegende Erfindung betrifft ein Verfahren und eine Einrichtung zur  
Motorsteuerung beim USG-Synchronvorgang.

10 Gemäß Figur 1 weist ein Fahrzeug 1 eine Antriebseinheit 2, wie einen Motor  
oder eine Brennkraftmaschine, auf. Weiterhin sind im Antriebsstrang des  
Fahrzeuges 1 ein Drehmomentübertragungssystem 3 und ein Getriebe 4  
angeordnet. In diesem Ausführungsbeispiel ist das  
Drehmomentübertragungssystem 3 im Kraftfluss zwischen Motor und Getriebe  
angeordnet, wobei ein Antriebsmoment des Motors über das  
Drehmomentübertragungssystem 3 an das Getriebe 4 und von dem Getriebe 4  
15 abtriebsseitig an eine Abtriebswelle 5 und an eine nachgeordnete Achse 6  
sowie an die Räder 6a übertragen wird.

20 Das Drehmomentübertragungssystem 3 ist als Kupplung, wie z. B. als  
Reibungskupplung, Lamellenkupplung, Magnetpulverkupplung oder  
Wandlerüberbrückungskupplung, ausgestaltet, wobei die Kupplung eine  
selbsteinstellende oder eine verschleißausgleichende Kupplung sein kann. Das  
Getriebe 4 ist ein unterbrechungsfreies Schaltgetriebe (USG). Entsprechend  
dem erfindungsgemäßen Gedanken kann das Getriebe auch ein  
automatisiertes Schaltgetriebe (ASG) sein, welches mittels zumindest eines  
25 Aktors automatisiert geschaltet werden kann. Als automatisiertes Schaltgetriebe  
ist im weiteren ein automatisiertes Getriebe zu verstehen, welches mit einer  
Zugkraftunterbrechung geschaltet wird und bei dem der Schaltvorgang der

Getriebeübersetzung mittels zumindest eines Aktors angesteuert durchgeführt wird.

5 Weiterhin kann als USG auch ein Automatgetriebe Verwendung finden, wobei ein Automatgetriebe ein Getriebe im wesentlichen ohne Zugkraftunterbrechung bei den Schaltvorgängen ist und das in der Regel durch Planetengetriebestufen aufgebaut ist.

10 Weiterhin kann ein stufenlos einstellbares Getriebe, wie beispielsweise Kegelscheibenumschlingungsgetriebe eingesetzt werden. Das Automatgetriebe kann auch mit einem abtriebsseitig angeordneten Drehmomentübertragungssystem 3, wie eine Kupplung oder eine Reibungskupplung, ausgestaltet sein. Das Drehmomentübertragungssystem 3 kann weiterhin als Anfahrkupplung und/oder Wendesatzkupplung zur  
15 Drehrichtungsumkehr und/oder Sicherheitskupplung mit einem gezielt ansteuerbaren übertragbaren Drehmoment ausgestaltet sein. Das Drehmomentübertragungssystem 3 kann eine Trockenreibungskupplung oder eine nass laufende Reibungskupplung sein, die beispielsweise in einem Fluid läuft. Ebenso kann es ein Drehmomentwandler sein.

20 Das Drehmomentübertragungssystem 3 weist eine Antriebsseite 7 und eine Abtriebsseite 8 auf, wobei ein Drehmoment von der Antriebsseite 7 auf die Abtriebsseite 8 übertragen wird, indem z. B. die Kupplungsscheibe 3a mittels der Druckplatte 3b, der Tellerfeder 3c und dem Ausrücklager 3e sowie dem  
25 Schwungrad 3d kraftbeaufschlagt wird. Zu dieser Beaufschlagung wird der Ausrückhebel 20 mittels einer Betätigungseinrichtung, z.B. einem Aktor, betätigt.



Die Ansteuerung des Drehmomentübertragungssystems 3 erfolgt mittels einer Steuereinheit 13, wie z. B. einem Steuergerät, welches die Steuerelektronik 13a und den Aktor 13b umfassen kann. In einer anderen vorteilhaften Ausführung können der Aktor 13b und die Steuerelektronik 13a auch in zwei  
5 unterschiedlichen Baueinheiten, wie z.B. Gehäusen, angeordnet sein.

Die Steuereinheit 13 kann die Steuer- und Leistungselektronik zur Ansteuerung des Antriebsmotors 12 des Aktors 13b enthalten. Dadurch kann beispielsweise vorteilhaft erreicht werden, dass das System als einzigen Bauraum den  
10 Bauraum für den Aktor 13b mit Elektronik benötigt. Der Aktor 13b besteht aus dem Antriebsmotor 12, wie z.B. einem Elektromotor, wobei der Elektromotor 12 über ein Getriebe, wie z.B. ein Schneckengetriebe, ein Stirnradgetriebe, ein Kurbelgetriebe oder ein Gewindespindelgetriebe, auf einen Geberzylinder 11 wirkt. Diese Wirkung auf den Geberzylinder 11 kann direkt oder über ein  
15 Gestänge erfolgen.

Die Bewegung des Ausgangsteiles des Aktors 13b, wie z. B. des Geberzylinderkolbens 11a, wird mit einem Kupplungswegsensor 14 detektiert, welcher die Position oder Stellung oder die Geschwindigkeit oder die  
20 Beschleunigung einer Größe detektiert, welche proportional zur Position bzw. Einrückposition respektive der Geschwindigkeit oder Beschleunigung der Kupplung ist. Der Geberzylinder 11 ist über eine Druckmittelleitung 9, wie z.B. eine Hydraulikleitung, mit dem Nehmerzylinder 10 verbunden. Das  
Ausgangselement 10a des Nehmerzylinders ist mit dem Ausrückmittel 20, z.B.  
25 einem Ausrückhebel, wirkverbunden, so dass eine Bewegung des Ausgangsteiles 10a des Nehmerzylinders 10 bewirkt, dass das Ausrückmittel 20 ebenfalls bewegt oder verkippt wird, um das von der Kupplung 3 übertragbare Drehmoment anzusteuern.

Der Aktor 13b zur Ansteuerung des übertragbaren Drehmoments des Drehmomentübertragungssystems 3 kann druckmittelbetätigbar sein, d.h., er kann einen Druckmittelgeber- und Nehmerzylinder aufweisen. Das Druckmittel kann beispielsweise ein Hydraulikfluid oder ein Pneumatikmedium sein. Die

5    Betätigung des Druckmittelgeberzylinders kann elektromotorisch erfolgen, wobei der als Antriebselement 12 vorgesehene Elektromotor elektronisch angesteuert werden kann. Das Antriebselement 12 des Aktors 13b kann neben einem elektromotorischen Antriebselement auch ein anderes, beispielsweise druckmittelbetätigtes Antriebselement sein. Weiterhin können Magnetaktoren

10    verwendet werden, um eine Position eines Elementes einzustellen.

Bei einer Reibungskupplung erfolgt die Ansteuerung des übertragbaren Drehmomentes dadurch, dass die Anpressung der Reibbeläge der Kupplungsscheibe zwischen dem Schwungrad 3d und der Druckplatte 3b

15    gezielt erfolgt. Über die Stellung des Ausrückmittels 20, wie z.B. einer Ausrückgabel oder eines Zentralausrückers, kann die Kraftbeaufschlagung der Druckplatte 3b respektive der Reibbeläge gezielt angesteuert werden, wobei die Druckplatte 3b dabei zwischen zwei Endpositionen bewegt und beliebig

20    eingestellt und fixiert werden kann. Die eine Endposition entspricht einer völlig eingerückten Kupplungsposition und die andere Endposition einer völlig ausgerückten Kupplungsposition. Zur Ansteuerung eines übertragbaren Drehmomentes, welches beispielsweise geringer ist als das momentan

anliegende Motormoment, kann beispielsweise eine Position der Druckplatte 3b angesteuert werden, die in einem Zwischenbereich zwischen den beiden

25    Endpositionen liegt. Die Kupplung kann mittels der gezielten Ansteuerung des Ausrückmittels 20 in dieser Position fixiert werden. Es können aber auch übertragbare Kupplungsmomente angesteuert werden, die definiert über den momentan anstehenden Motormomenten liegen. In einem solchen Fall können die aktuell anstehenden Motormomente übertragen werden, wobei die

30    Drehmoment-Ungleichförmigkeiten im Antriebsstrang in Form von beispielsweise Drehmomentspitzen gedämpft und/oder isoliert werden.

Zur Ansteuerung des Drehmomentübertragungssystems 3 werden weiterhin Sensoren verwendet, die zumindest zeitweise die relevanten Größen des gesamten Systems überwachen und die zur Steuerung notwendigen

- 5 Zustandsgrößen, Signale und Messwerte liefern, die von der Steuereinheit verarbeitet werden, wobei eine Signalverbindung zu anderen  
Elektronikeinheiten, wie beispielsweise zu einer Motorelektronik oder einer Elektronik eines Antiblockiersystems (ABS) oder einer Antischlupfregelung (ASR) vorgesehen sein kann und bestehen kann. Die Sensoren detektieren  
10 beispielsweise Drehzahlen, wie Raddrehzahlen, Motordrehzahlen, die Position des Lasthebels, die Drosselklappenstellung, die Gangposition des Getriebes, eine Schaltabsicht und weitere fahrzeugspezifische Kenngrößen.

Die Fig. 1 zeigt, dass ein Drosselklappensensor 15, ein Motordrehzahlsensor  
15 16 sowie ein Tachosensor 17 Verwendung finden können und Messwerte bzw. Informationen an das Steuergerät 13 weiterleiten. Die Elektronikeinheit, wie z.B. eine Computereinheit, der Steuerelektronik 13a verarbeitet die Systemeingangsgrößen und gibt Steuersignale an den Aktor 13b weiter.

- 20 Das Getriebe ist als z.B. Stufenwechselgetriebe ausgestaltet, wobei die Übersetzungsstufen mittels eines Schalthebels 18 gewechselt werden oder das Getriebe mittels dieses Schalthebels 18 betätigt oder bedient wird. Weiterhin ist an dem Schalthebel 18 des Handschaltgetriebes zumindest ein Sensor 19b angeordnet, welcher die Schaltabsicht und/oder die Gangposition detektiert und  
25 an das Steuergerät 13 weiterleitet. Der Sensor 19a ist am Getriebe angelenkt und detektiert die aktuelle Gangposition und/oder eine Schaltabsicht. Die Schaltabsichtserkennung unter Verwendung von zumindest einem der beiden Sensoren 19a, 19b kann dadurch erfolgen, dass der Sensor ein Kraftsensor ist, welcher die auf den Schalthebel 18 wirkende Kraft detektiert. Weiterhin kann  
30 der Sensor aber auch als Weg- oder Positionssensor ausgestaltet sein, wobei

die Steuereinheit aus der zeitlichen Veränderung des Positionssignals eine Schaltabsicht erkennt.

Das Steuergerät 13 steht mit allen Sensoren zumindest zeitweise in

- 5 Signalverbindung und bewertet die Sensorsignale und Systemeingangsgrößen in der Art und Weise, dass in Abhängigkeit von dem aktuellen Betriebspunkt die Steuereinheit Steuer- oder Regelungsbefehle an den zumindest einen Aktor 13b ausgibt. Der Antriebsmotor 12 des Aktors 13b, z.B. ein Elektromotor, erhält von der Steuereinheit, welche die Kupplungsbetätigung ansteuert, eine
- 10 Stellgröße in Abhängigkeit von Messwerten und/oder Systemeingangsgrößen und/oder Signalen der angeschlossenen Sensorik. Hierzu ist in dem Steuergerät 13 ein Steuerprogramm als Hard- und/oder als Software implementiert, das die eingehenden Signale bewertet und anhand von Vergleichen und/oder Funktionen und/oder Kennfeldern die Ausgangsgrößen
- 15 berechnet oder bestimmt.

Das Steuergerät 13 hat in vorteilhafter Weise eine

- 20 Drehmomentbestimmungseinheit, eine Gangpositionsbestimmungseinheit, eine Schlupfbestimmungseinheit und/oder eine Betriebszustandsbestimmungseinheit implementiert oder es steht mit zumindest einer dieser Einheiten in Signalverbindung. Diese Einheiten können durch Steuerprogramme als Hardware und/oder als Software implementiert sein, so dass mittels der eingehenden Sensorsignale das Drehmoment der Antriebseinheit 2 des Fahrzeuges 1, die Gangposition des Getriebes 4 sowie der Schlupf, welcher im
- 25 Bereich des Drehmomentübertragungssystems 3 herrscht und der aktuelle Betriebszustand des Fahrzeuges 1 bestimmt werden können. Die Gangpositionsbestimmungseinheit ermittelt anhand der Signale der Sensoren 19a und 19b den aktuell eingelegten Gang. Dabei sind die Sensoren 19a, 19b am Schalthebel und/oder an getriebeinternen Stellmitteln, wie beispielsweise
- 30 einer zentralen Schaltwelle oder Schaltstange, angelenkt und diese detektieren,

beispielsweise die Lage und/oder die Geschwindigkeit dieser Bauteile.

Weiterhin kann ein Lasthebelsensor 31 am Lasthebel 30, wie z.B. an einem Gaspedal, angeordnet sein, welcher die Lasthebelposition detektiert. Ein weiterer Sensor 32 kann als Leerlaufschalter fungieren, d.h. bei betätigtem

- 5 Lasthebel 30 bzw. Gaspedal ist dieser Leerlaufschalter 32 eingeschaltet und bei nicht betätigtem Lasthebel 30 ist er ausgeschaltet, so dass durch diese digitale Information erkannt werden kann, ob der Lasthebel 30 betätigt wird. Der Lasthebelsensor 31 detektiert den Grad der Betätigung des Lasthebels 30.

10

Die Fig. 1 zeigt neben dem Lasthebel 30 und den damit in Verbindung stehenden Sensoren ein Bremsenbetätigungselement 40 zur Betätigung der Betriebsbremse oder der Feststellbremse, wie z.B. ein Bremspedal, einen Handbremshebel oder ein hand- oder fußbetätigtes Betätigungselement der

- 15 Feststellbremse. Zumindest ein Sensor 41 ist an dem Betätigungselement 40 angeordnet und überwacht dessen Betätigung. Der Sensor 41 ist

beispielsweise als digitaler Sensor, wie z. B. als Schalter, ausgestaltet, wobei dieser detektiert, dass das Bremsenbetätigungselement 40 betätigt oder nicht betätigt ist. Mit dem Sensor 41 kann eine Signaleinrichtung, wie z.B. eine

- 20 Bremsleuchte, in Signalverbindung stehen, welche signalisiert, dass die Bremse betätigt ist. Dies kann sowohl für die Betriebsbremse als auch für die Feststellbremse erfolgen. Der Sensor 41 kann jedoch auch als analoger Sensor ausgestaltet sein, wobei ein solcher Sensor, wie beispielsweise ein Potentiometer, den Grad der Betätigung des Bremsenbetätigungselementes 41
- 25 ermittelt. Auch dieser Sensor kann mit einer Signaleinrichtung in Signalverbindung stehen.

- Bei der Motorsteuerung beim USG-Synchronvorgang, die bei dem konstanten Moment der Lastschaltkupplung möglichst schnell durch eine Umschaltung der
- 30 Stellgröße des Motormoments die Synchronisierung realisiert, wurde im

Zusammenhang mit der vorliegenden Erfindung erkannt, dass am Ende des USG-Synchronvorganges sowohl die Drehzahldifferenz im Wunschgang möglichst genau gleich Null als auch die Beschleunigungsdifferenz möglichst genau gleich Null sein sollen. Der Synchronvorgang soll möglichst schnell  
5 beendet werden. Wegen der Komfortanforderungen darf das Moment der Lastschaltkupplung nur langsam und in einem kleinen Bereich geändert werden. Deshalb soll der Synchronvorgang hauptsächlich durch die Änderung des Motormoments durchgeführt werden. Dabei entsteht das Problem, dass der Motor zweckmäßig gesteuert werden muss, ohne dass das Moment der  
10 Lastschaltkupplung geändert wird.

Die Aufgabe der vorliegenden Motorsteuerung besteht daher darin, den Motor ohne Änderung des Moments der Lastschaltkupplung zu steuern.

15 Zur Lösung dieser Aufgabe wird der Gang nur durch die Steuerung des Motors 42 (Fig. 2) synchronisiert. Die Lastschaltkupplung 43 überträgt während des Synchronvorganges ein konstantes Moment an das Fahrzeug 44. Während der ersten Phase wird eine möglichst große Momentendifferenz angelegt. Die  
20 Stellgröße für die Motorsteuerung ist  $M_{mot}^{soll} = 0$  für die Hochschaltung (Das Schleppmoment wirkt unabhängig von der Motorsteuerung) oder  $M_{mot}^{soll} = M_{max}$  (Das maximale Moment wirkt für die Rückschaltung). Während der zweiten Phase kehrt das Motormoment zum Ausgangswert zurück und es gilt  $M_{mot}^{soll} = M_0$

Der Zeitpunkt, zu dem die Stellgröße für die Motorsteuerung umgeschaltet  
25 werden soll, ist von der zu synchronisierenden Drehzahldifferenz und der Last abhängig. Er kann entweder als ein Kennfeld abgelegt oder durch die folgenden Formel bestimmt werden.

$$t_u = \frac{J_{Mot} \Delta \omega_{Mot}}{M_0} \quad (\text{Hochschaltung})$$

$$t_u = \frac{J_{Mot} \Delta \omega_{Mot}}{M_0 - M_{max}} \quad (\text{Rückschaltung})$$

5

Dabei bezeichnen:

$J_{Mot}$  – die Trägheit des Motors

$\Delta \omega_{mot}$  - die zu synchronisierende Drehzahldifferenz

- 10 Diese Formeln gelten falls die Zeitkonstanten des Motors für den Momentaufbau ( $T_{Mot}^+$ ) und Momentabbau ( $T_{Mot}^-$ ) gleich sind.

15 Gemäß dieser vereinfachten und robusten Steuerungsstrategie wird das Moment der Lastschaltkupplung 43 während des Synchronvorgangs konstant angenommen. Tatsächlich, bleibt das Moment der Lastschaltkupplung 43 während der Synchronisierungsphase konstant und läßt sich das kinetische Moment, das vom Motor 42 abgezogen wird, wie eine Summe aus den Flächen S1 und S2 berechnen, die in der Fig. 3 dargestellt sind, die die Abhängigkeit des tatsächlichen Motormoments von der Zeit zeigt.

20

Bis zum Zeitpunkt der Umschaltung ( $t_u$ ) ändert sich das Motormoment laut der Formel:

$$(M_{Mot} - M_{Schlepp}) = -M_{Schlepp} + (M_{Schlepp} + M_0) \exp(-t/T_{Mot})$$

$$M_0 = M_{Mot\_0} - M_{Schlepp} = M_{LSK\_0}$$

25

Das Motormoment zum Zeitpunkt der Umschaltung beträgt:

$$(M_{Mot} - M_{Schlepp}) = -M_{Schlepp} + (M_{Schlepp} + M_0) \exp(-t_u / T_{Mot})$$

5 Danach ändert sich das Motormoment laut der Formel:

$$(M_{Mot} - M_{Schlepp}) = M_0 - (M_0 - M_u) \exp(-(t - t_u) / T_{Mot})$$

Die Flächen  $S_1$  und  $S_2$  werden folgendermaßen berechnet:

10

$$S_1 = M_0 t_u - \int_0^{t_u} M_{Mot} dt = (M_0 + M_{Schlepp}) t_u + T_{Mot} (M_{Schlepp} + M_0) (\exp(-t_u / T_{Mot}) - 1)$$

$$S_2 = (M_0 - M_u) \int_0^{\infty} \exp(-t / T_{Mot}) dt = -T_{Mot} (M_{Schlepp} + M_0) (\exp(-t_u / T_{Mot}) - 1)$$

Die gesamte Änderung des kinetischen Momemnts beträgt:

15

$$S = S_1 + S_2 = (M_0 + M_{Schlepp}) t_u$$

Nun lässt sich der Zeitpunkt der Umschaltung durch die zu synchronisierende Drehzahldifferenz leicht berechnen:

20

$$t_u = \frac{J_{Mot} \Delta \omega_{Mot}}{M_0 + M_{Schlepp}} = \frac{J_{Mot} \Delta \omega_{Mot}}{M_{Mot_0}}$$

Die entsprechenden Simulationsergebnisse sind in den Figuren 4a und 4b dargestellt.

25

Die Vorteile dieser Steuerungsstrategie sind ganz klar. Sie ist einfach, robust im Bezug auf die Totzeit des Motors 42 und setzt nur ein PT1-ähnliches Verhalten des Motors 42 voraus. Die Strategie kann durch zusätzliche „Beobachter“ zur Bestimmung des vorliegenden Schleppmoments und/oder des Fahrwiderstands verbessert werden.



Wie der Figur 5 entnommen werden kann, ist diese Strategie bei mittleren Drehzahlen der später erläuterten optimalen Steuerung kaum unterlegen. Erst ab 5000 U/min schlagen die Vorteile der optimalen Steuerung deutlich durch.

- 5 Im Extremfall (6000 U/min) ist die optimale Steuerung um 0.06 s schneller.

Da das Abtriebsmoment während der Synchronisierung unverändert bleibt sind in diesem Fall keine Komfortprobleme zu erwarten.

- 10 In dem Fall, in dem die Zeitkonstanten stark unterschiedlich sind und die Drehzahldifferenz relativ klein ist, ist der Zeitpunkt der Umschaltung durch die Lösung der folgenden Gleichung zu definieren:

$$\tau + \exp(-\tau) - \alpha \exp(-\alpha\tau) = c$$

$$\tau = t_u / T_{Mot}^-, \quad \alpha = T_{Mot}^+ / T_{Mot}^-, \quad c = \frac{J_{Mot} \Delta \omega_{Mot}}{M_0 T_{Mot}^-} + 1 - \alpha$$

Demgemäß werden bei unterschiedlichen Zeitkonstanten für den Momentaufbau ( $T_{Mot}^-$ ) und Momentabbau ( $T_{Mot}^+$ ) die Flächen  $S_1$  und  $S_2$  folgendermaßen berechnet:

$$S_1 = (M_0 + M_{Schlepp}) t_u + T_{Mot}^- (M_0 + M_{Schlepp}) (\exp(-t_u / T_{Mot}^-) - 1)$$

$$S_2 = -T_{Mot}^+ (M_0 + M_{Schlepp}) (\exp(-t_u / T_{Mot}^+) - 1)$$

Hier ist  $M_0$  – Moment an der Motorwelle; ( $M_0 = M_{Soll} - M_{Schlepp}$ )

Für die Umschaltzeit gilt die Gleichung:

$$S_1 + S_2 = J_{Mot} \Delta \omega_{Mot} \quad \text{oder}$$

$$t_u / T_{Mot}^- + \exp(-t_u / T_{Mot}^-) - 1 - T_{Mot}^+ / T_{Mot}^- (\exp(-t_u / T_{Mot}^+) - 1) = \frac{J_{Mot} \Delta \omega_{Mot}}{(M_0 + M_{Schlepp}) T_{Mot}^-}$$

5 Unter den Bezeichnungen

$$\tau = t_u / T_{Mot}^- , \quad \alpha = T_{Mot}^+ / T_{Mot}^- , \quad c = \frac{J_{Mot} \Delta \omega_{Mot}}{(M_0 + M_{Schlepp}) T_{Mot}^-} + 1 - \alpha$$

gilt die Gleichung für  $\tau$  :

$$10 \quad \tau + \exp(-\tau) - \alpha \exp(-\alpha \tau) = c$$

Für den Parameter gilt:  $1 \leq \alpha \leq 2$  (Meßdaten)

15 Bei  $\alpha \neq 1$  lässt sich die Gleichung nur numerisch lösen.

Bei  $\alpha = 1$  ist die Lösung  $\tau = c$  was der Formel

$$t_u = \frac{J_{Mot} \Delta \omega_{Mot}}{M_0 + M_{Schlepp}} = \frac{J_{Mot} \Delta \omega_{Mot}}{M_{Mot_0}} = \text{Formel F}$$

entspricht, (einfache Lösung bei gleichen Zeitkonstanten).

20

Die Ergebnisse der numerischen Lösung und deren Analyse sind in der nachfolgenden Tabelle 1 zu sehen:

c	Maximale Abweichung der genauen Lösung bei $\alpha = 2$ (% von c)	$t_u$ (Formel (23)) bei $T_{Mot}^- = 0,05s$ (s)	Maximale Abweichung der Umschaltzeit von $t_u$ bei der genauen Lösung (s)	Anmerkungen
2	25%	0,1	0,025	$(2-3)T_{Interrupt}$
3	10%	0,15	0,015	$(1-2)T_{Interrupt}$
5	3%	0,25	0,0075	Abweichung ist nicht wesentlich
10	0,2%	0,5	0,001	Abweichung ist nicht wesentlich

Tabelle 1

Die Abweichungen bei Rückschaltungen (der Fall  $\alpha = 0,5$  ist kritisch) sind  
5 ungefähr 4-fach kleiner.

Die Situation der Werte c kleiner als 3 ist möglich (Die zu synchronisierende  
Drehzahldifferenz ist klein und das Motormoment ist groß). In diesem Falle ist  
es zweckmäßig nicht mit der maximalen Momentdifferenz den  
10 Synchronvorgang, sondern mit einer mäßigen Momentdifferenz ( $M_O - M_{Sync}$ )  
durchzuführen.

Liegt c dabei höher als 4, lässt sich die Umschaltzeit mittels der Formel  
berechnen:

$$t_u = \frac{J_{Mot} \Delta \omega_{Mot}}{(M_0 - M_{Sync})}$$

In dem Fall indem eine genaumögliche Lösung erforderlich ist, kann diese ohne Gleitkomma-Operationen als Funktion von  $c$ ,  $T_{Mot}$ ,  $T_{Mot}$  errechnet werden.

- 5 Dabei ist notwendig, ein Kennfeld für die Funktion  $\exp(-c)$  zu berechnen und abzuspeichern.

- 10 Die Vorteile dieser Strategie liegen in der Einfachheit und Robustheit in Bezug auf variable Größen, wie z.B. Schleppmoment, Fahrwiderstand und Totzeit der Steuerungsstrecke.

- 15 Im folgenden wird eine Strategie zur Synchronisierung eines USG, die durch einen Steuerangriff sowohl an der Last-Schalt-Kupplung, als auch am Verbrennungsmotor einen möglichst schnellen Synchronvorgang gewährleistet, beschrieben.

- 20 Dabei wurde erkannt, dass am Ende des USG-Synchronvorganges möglichst genau sowohl die Drehzahldifferenz im Wunschgang, als auch die Beschleunigungsdifferenz gleich Null sein sollen. Der Synchronvorgang soll möglichst schnell beendet werden. Wegen der Komfortanforderungen sind nur kleine Gradienten des Moments an der Lastschaltkupplung zulässig. Deshalb soll der Synchronvorgang hauptsächlich durch die Änderung des Motormoments durchgeführt werden. Am Ende soll das Motormoment trotzdem das ursprüngliche Niveau erreichen.

25

Hierzu wird gemäß der optimalen Steuerung während der ersten Phase des Synchronvorganges eine reine Steuerung angewandt und wird während der zweiten Phase der Sollwert des Motormoments auf das ursprüngliche Niveau gebracht und an der Lastschaltkupplung 43 (Fig. 2) geregelt. Für die Phase der

Steuerung ist bezeichnend, dass sowohl das Motormoment, als auch das Kupplungsmoment zweimal umgeschaltet werden. Die erste Umschaltung erfolgt sobald das Synchronisieren angefangen werden sollte. Bei einer Hochschaltung wird das Sollmoment des Motors 42 bis auf Null runter gesetzt, und wird das Kupplungsmoment so schnell, wie aus Komfortgründen zulässig, aufgebaut. Bei einer Runterschaltung wird umgekehrt das Sollmoment des Motors 42 auf das maximale Moment hochgesetzt und wird das Kupplungsmoment so schnell wie möglich abgebaut. Die nächsten Umschaltungen der Sollmomente finden zu unterschiedlichen Zeitpunkten statt. Dabei wird das Motormoment auf das maximale Niveau (Hochschaltung) oder Null (Runterschaltung) umgeschaltet. Das Moment an der Lastschaltkupplung 43 wird dementsprechend möglichst schnell abgebaut (Hochschaltung) bzw. aufgebaut (Runterschaltung). Die Umschaltunkte können entweder als das von der anfänglichen Last und der zu synchronisierenden Drehzahldifferenz abhängige Kennfeld ermittelt und abgelegt werden, oder können als Lösung eines Gleichungssystems berechnet werden. Hierzu dient vorzugsweise das folgende Berechnungsmodell.

Der Verbrennungsmotor 42 der Figur 2 weist das Trägheitsmoment  $J_{Mot}$  auf und das Fahrzeug 44 besitzt das Trägheitsmoment  $J_{Fzg}$ . Die Bewegungsgleichungen des Systems sehen wie folgt aus:

$$J_{Mot} \dot{\omega}_{Mot} = M_{Mot} - M_{LSK} - M_{Schlepp}$$

$$J_{Fzg} \dot{\omega}_{Fzg} = M_{LSK} i_{LSK} - M_{FW}$$

Hierbei ist  $M_{Mot}$  das steuerbare Drehmoment des Motors 42,  $M_{LSK}$  ist das steuerbare Moment der Lastschaltkupplung 43.  $i_{LSK}$  ist die der Lastschaltkupplung 43 entsprechende Übersetzung.  $M_{Schlepp}$  ist das nicht steuerbare Schleppmoment.  $M_{FW}$  ist der in Drehmoment umgerechnete Fahrwiderstand.

Bei dieser Betrachtung geht man davon aus, daß sowohl der Motor 42, als auch die Lastschaltkupplung 43 als PT1-Glieder beschrieben werden können. Dies wird durch Messungen bestätigt, die aber auch auf eine Totzeit, insbesondere bei dem Verbrennungsmotor 42, hinweisen. Diese Totzeit wird in diesem Abschnitt zunächst jedoch nicht behandelt.

Dementsprechend wird das steuerungstechnische Verhalten des Motors 42 wie folgt beschrieben:

$$\begin{aligned}T_{Mot} \dot{M}_{Mot} + M_{Mot} &= \bar{M}_{Mot} + u_{Mot} \\T_{LSK} \dot{M}_{LSK} + M_{LSK} &= \bar{M}_{LSK} + u_{LSK}\end{aligned}$$

$T_{Mot}$  und  $T_{LSK}$  sind die Zeitkonstanten des Verbrennungsmotors 42 bzw. der Lastschaltkupplung 43. Die Konstanten  $\bar{M}_{Mot}$  und  $\bar{M}_{LSK}$  bestimmen zusammen mit den Steuerungen  $u_{Mot}$  und  $u_{LSK}$  die Sollgrößen der entsprechenden Momente. Die Steuerungen  $u_{Mot}$  und  $u_{LSK}$  sind begrenzt, die Ursachen dieser Begrenzungen sind aber unterschiedlicher Natur.

Der Verbrennungsmotor 42 kann kein negatives Moment erzeugen, (Das Schleppmoment wurde dabei schon explizit berücksichtigt). Deswegen kann man sinnvollerweise die Begrenzungen  $0 \leq M_{Mot} \leq M_{Mot \max}$  folgendermaßen umformulieren:

$$\begin{aligned}\bar{M}_{Mot} &= M_{Mot \max} / 2 \\|u_{Mot}| &\leq u_{Mot \max} = M_{Mot \max} / 2\end{aligned}$$

Die Anforderung an die Steuerung der Lastschaltkupplung 43 ist dagegen komfortbedingt. Sie kann wie folgt formuliert werden:

$$\begin{aligned}\bar{M}_{LSK} &= M_{LSK}(t=0) \\|u_{LSK}| &\leq u_{LSK \max} = \max(\text{grad}(M_{LSK}))/T_{LSK}\end{aligned}$$

Das System muss noch mit Anfangsbedingungen und Endanforderungen vervollständigt werden. Die Anfangsbedingungen werden zum Zeitpunkt gestellt, wenn der bisherige Gang rausgenommen wird. In diesem Moment gilt:

$$\omega_{Mot}(0) = \omega_0; \omega_{Fzg}(0) = \omega_0 / i_1; M_{Mot}(0) = M_0; \dot{\omega}_{Fzg}(0) = \dot{\omega}_{Mot}(0) / i_1$$

5

Die Endanforderungen werden folgendermaßen formuliert: Sowohl die Geschwindigkeiten, als auch die Beschleunigungen beider Massen sollen dem nachfolgenden Gang entsprechen, und das Momentenniveau des Motors 42 soll dem Anfangsniveau entsprechen:

10

$$\omega_{Mot}(T) = i_2 \omega_{Fzg}(T); \dot{\omega}_{Mot}(T) = i_2 \dot{\omega}_{Fzg}(T); M_{Mot}(T) = M_{Mot}(0) = M_0$$

Es werden nun die einheitlichen Bezeichnungen und Parameter eingeführt:

$$X_1 = M_{Mot}; X_2 = M_{LSK}; X_3 = J_{Mot} \omega_{Mot}; X_4 = J_{Fzg} \omega_{Fzg} / i_{LSK}$$

$$M_W = M_{FW} / i_{LSK}; \bar{M}_{Mot} = U_1; \bar{M}_{LSK} = U_2; u_{Mot\_max} = u_{1max}; u_{LSK\_max} = u_{2max};$$

$$k_1 = i_1 i_{LSK} \frac{J_{Mot}}{J_{Fzg}}; k_2 = i_1 i_{LSK} \frac{J_{Mot}}{J_{Fzg}}.$$

15

Die Bewegungsgleichungen, Anfangsbedingungen und Endanforderungen können dann gemäß dem folgenden Gleichungssystem umgeschrieben werden:

$$\dot{X}_1 T_1 + X_1 = U_1 + u_1$$

$$\dot{X}_2 T_2 + X_2 = U_2 + u_2$$

$$\dot{X}_3 = X_1 - X_2 - M_s$$

$$\dot{X}_4 = X_2 - M_w$$

$$X_1(0) = M_0$$

$$X_2(0) = M_{0\_LSK} = \frac{M_0 - M_s + k_1 M_w}{1 + k_1}$$

$$X_3(0) = J_{Moi} \omega_{Moi}(0)$$

$$X_4(0) = \frac{1}{k_1} J_{Moi} \omega_{Moi}(0)$$

$$X_1(T) = M_0$$

$$X_2(T) = M_{T\_LSK} = \frac{M_0 - M_s + k_2 M_w}{1 + k_2}$$

$$X_3(T) = k_2 X_4(T)$$

Entsprechend dem „Maximum-Prinzip“ von Pontriagin wird für dieses voranstehende Gleichungssystem, das in der Form  $\dot{X} = f(X, U)$  dargestellt

- 5 werden kann, die Hamiltonsche Funktion  $H = \sum_i \psi_i f_i$  eingeführt, wobei die unbekannten Funktionen  $\psi_i$  durch das obige konjugierte Gleichungssystem bestimmt werden:

$$\dot{\psi}_i = -\frac{\partial H}{\partial x_i}$$

- 10 Im vorliegenden Fall sehen die Hamiltonsche Funktion und das konjugierte System folgendermaßen aus:

$$H = \frac{U_1 + u_1 - X_1}{T_1} \psi_1 + \frac{U_2 + u_2 - X_2}{T_2} \psi_2 + (X_1 - X_2 - M_s) \psi_3 + (X_2 - M_w) \psi_4$$

$$\dot{\psi}_1 = \psi_1 / T_1 - \psi_3; \quad \dot{\psi}_2 = \psi_2 / T_2 + \psi_3 - \psi_4; \quad \dot{\psi}_3 = 0; \quad \dot{\psi}_4 = 0$$

Die allgemeine Lösung des konjugierten Gleichungssystems ist leicht zu finden:



$$\psi_1 = C_1 e^{t/T_1} + C_3 T_1; \psi_2 = C_2 e^{t/T_2} + (C_4 - C_3) T_2; \psi_3 = C_3; \psi_4 = C_4$$

$C_1$  bis  $C_4$  sind Konstante, die später bestimmt werden. Die Hamiltonsche Funktion kann jetzt explizit dargestellt werden:

$$H = \frac{U_1 + u_1 - X_1}{T_1} (C_1 e^{t/T_1} + C_3 T_1) + \frac{U_2 + u_2 - X_2}{T_2} (C_2 e^{t/T_2} + (C_4 - C_3) T_2) + (X_1 - X_2 - M_s) C_3 + (X_2 - M_w) C_4$$

5

Die Steuerung wird dann am schnellsten sein, wenn die Hamiltonsche Funktion ein Maximum in Bezug auf die Variablen  $u_1, u_2$  hat. Dementsprechend gilt:

$$u_1 = u_{1\max} \operatorname{sign} \left( C_1 e^{\frac{t}{T_1}} + C_3 T_1 \right)$$

$$u_2 = u_{2\max} \operatorname{sign} \left( C_2 e^{\frac{t}{T_2}} + (C_4 - C_3) T_2 \right)$$

- 10 Jede der Funktionen in Klammern kann ihr Vorzeichen nicht mehr als einmal ändern. Deswegen kann man die optimale Steuerung folgendermaßen beschreiben:

$$u_1 = u_{10} - 2u_{10} \underline{1}(t - t_1)$$

$$u_2 = u_{20} - 2u_{20} \underline{1}(t - t_2)$$

$$u_{10} = \pm u_{1\max}$$

$$u_{20} = \pm u_{2\max}$$

$$\underline{1}(z) = \begin{cases} 0, & \text{wenn } z < 0 \\ 1, & \text{wenn } z > 0 \end{cases}$$

- 15 Setzt man diese Steuerung in das Gleichungssystem ein, bekommt man unter Berücksichtigung der Anfangsbedingungen folgende Lösung:

$$\begin{aligned}
 X_1 &= M_0 e^{-t/T_1} + (U_1 + u_{10})(1 - e^{-t/T_1}) - 2u_{10}(1 - e^{-(t-t_1)/T_1}) \cdot \underline{1}(t - t_1) \\
 X_2 &= M_{0\_LSK} e^{-t/T_2} + (U_2 + u_{20})(1 - e^{-t/T_2}) - 2u_{20}(1 - e^{-(t-t_2)/T_2}) \cdot \underline{1}(t - t_2) \\
 X_3 &= X_{30} + M_0 T_1 (1 - e^{-t/T_1}) + (U_1 + u_{10}) T_1 (t/T_1 - 1 + e^{-t/T_1}) - 2u_{10} T_1 \left( \frac{t-t_1}{T_1} + 1 - e^{-\frac{t-t_1}{T_1}} \right) \cdot \underline{1}(t - t_1) - \\
 &\quad - M_{0\_LSK} T_2 (1 - e^{-t/T_2}) - (U_2 + u_{20}) T_2 (t/T_2 - 1 + e^{-t/T_2}) + \\
 &\quad + 2u_{20} T_2 \left( \frac{t-t_2}{T_2} + 1 - e^{-\frac{t-t_2}{T_2}} \right) \cdot \underline{1}(t - t_2) - M_s t \\
 X_4 &= X_{40} + M_{0\_LSK} T_2 (1 - e^{-t/T_2}) + (U_2 + u_{20}) T_2 (t/T_2 - 1 + e^{-t/T_2}) - \\
 &\quad - 2u_{20} T_2 \left( \frac{t-t_2}{T_2} + 1 - e^{-\frac{t-t_2}{T_2}} \right) \cdot \underline{1}(t - t_2) - M_w t
 \end{aligned}$$

Diese Lösung ist von drei unbekannten Konstanten abhängig: Das sind die

- 5 Umschaltzeiten  $t_1$  und  $t_2$ , und die Gesamtzeit  $T$ . Diese werden durch drei Endanforderungen bestimmt, die später erläutert werden. Wird die Gesamtzeit  $T$  vorgegeben, können die Gleichungen für  $t_1$  und  $t_2$  explizit gelöst werden.

Dementsprechend reduziert sich das ganze System zu einer einzigen transzendenten Gleichung, deren Lösungen in Form eines Kennfelds abgelegt

- 10 werden können. Die Wirksamkeit der Optimalen Steuerung wurde mittels Simulationen mit MATLAB und ITI-SIM überprüft. Ein typischer Synchronvorgang ist in Fig. 6a, 6b dargestellt.

Die Abhängigkeit der errechneten Zeiten für das Synchronisieren von der

- 15 Drehzahl und Last sind in Fig. 5 für die 1-2 Schaltung dargestellt. Es sind zwei klare Tendenzen zu erkennen. Die für das Synchronisieren nötige Zeit steigt mit der zu überwindenden Drehzahldifferenz (und dementsprechend mit der Drehzahl des Motors 42) und nimmt mit der zunehmenden Last ab.

- 20 Diese Zusammenhänge können mit einem sehr einfachen Modell erklärt werden.

Die komfortbedingte Einschränkung des Gradienten des Momentes an der Lastschaltkupplung 43 lässt keine nennenswerte Änderung des Momentes während der Phase des Synchronisierens zu. Deswegen kann das Moment der

- 5 Lastschaltkupplung 43 in erster Näherung konstant angenommen werden. Die Größe des Moments wird durch die Phase des Gangrausnehmens bestimmt. Dabei muss die wegschlüssige Kopplung des „ersten“ Gangs entlastet werden. Das heißt, das Moment der Lastschaltkupplung 43 muss in erster Näherung dem Motormoment gleich sein. Geht man zunächst davon aus, dass die
- 10 Steuerung unendlich schnell ist, kann das Drehmoment des Motors 42 sofort runter genommen, und erst nach dem Synchronisieren sprungartig hoch gesetzt werden. Dann sieht die Bewegungsgleichung des zu synchronisierenden Motors ganz einfach aus:

$$J_{Mot} \omega^* = -|M_{Schlepp}| - M_{LSK}$$

15

Nimmt man weiter an, dass die Drehzahl des Fahrzeugs 44 sich während des Schaltvorgangs nicht ändert, bekommt man eine ganz einfache Gleichung für die Zeit des Synchronisierens:

$$\Delta t = \frac{\pi n}{30} \cdot \left(1 - \frac{i_2}{i_1}\right) \cdot \frac{J_{Mot}}{|M_{Schlepp}| + M_{Mot\_0}}$$

20

Möchte man die Zeitkonstante der Motorsteuerung berücksichtigen, muss man erkennen, dass das Motormoment zweimal umgeschaltet wird. Dann gewinnt man die endgültige Abschätzung der Zeit fürs Synchronisieren:

$$\Delta t = \frac{\pi n}{30} \cdot \left(1 - \frac{i_2}{i_1}\right) \cdot \frac{J_{Mot}}{|M_{Schlepp}| + M_{Mot\_0}} + 2T_{Mot}$$

25

Die Figur 8 zeigt die daraus resultierenden Zeiten.

Die Berechnungen wurden dabei für  $J_{mot}=0.176 \text{ kgm}^2$ ;  $M_{Schlepp}=25\text{Nm}$ ;  $i_1=3.27$ ;  $i_2=1.92$  durchgeführt. Man sieht, dass die Abschätzung mit den tatsächlich erreichbaren Zeiten sehr gut übereinstimmt, und dass die Zeit bei niedrigen Lasten sehr lang sein kann.

5

Sobald eine Schwelle in der Soll-/Ist- Drehzahldifferenz unterschritten wird, fängt die zweite Phase der Strategie an. Das Motormoment wird asymptotisch auf das ursprüngliche Niveau gebracht, und die Lastschaltkupplung wird nicht mehr gesteuert, sondern durch eine einfache Regelung (z.B. PI- oder PID-Regelung) dazu gebracht, die übriggebliebene Drehzahldifferenz auszuregeln. Die Schwelle, die für den Übergang zur zweiten Phase bestimmend ist, kann auch als das von der anfänglicher Last und der zu synchronisierenden Drehzahldifferenz abhängige Kennfeld ermittelt und abgelegt werden.

10

15 Dies wird im folgenden anhand von Regelungsstrategien erläutert. Die für die beschriebene Steuerungsstrategie entscheidende Umschaltunkte reagieren auf mögliche Störungen und Anfangsbedingungen. Deswegen wird eine einfache Regelung vorgeschlagen, die vollautomatisch funktioniert. Dabei wird für die Steuerung der Lastschaltkupplung 43 ein einfacher PI-Regler eingesetzt und der Umschaltpunkt der Motorsteuerung wird durch einen PID-Regler mit Begrenzungen ermittelt. Sobald eine gewisse Schwelle der Drehzahldifferenz unterschritten wird, wird die Motorregelung abgeschaltet (Sollmoment des Motors 42 wird dem gewünschten Endmoment gleichgesetzt) und die Endregelung erfolgt durch den LSK-Regler.

20

25

Diese Strategie wurde am ITI-SIM-Modell erprobt. Ein typischer Synchronvorgang ist in den Figuren 9a, 9b dargestellt.

30

Die Figur 10 zeigt die Abhängigkeit der errechneten Zeiten für das Synchronisieren von der Drehzahl und Last.

Die durchgeführte Analyse geht davon aus, dass in der Steuerung keine nennenswerte Totzeit auftritt. Hierauf wurde weiter oben bereits hingewiesen. In der Realität ist jedoch eine gewisse Totzeit vorhanden. Ist diese bekannt, ändert sich für die optimale Steuerung nichts, sehr wohl aber für die beschriebene Regelung. In diesem Falle wurde eine ähnliche Regelung entwickelt. Der einzige Unterschied besteht darin, dass die Umschaltung zur Endregelung durch den LSK-Regler beim Überschreiten einer drehzahl- und lastabhängigen Schwelle erfolgt, die als Kennfeld abgelegt wurde. (In der Simulation betrug die Totzeit 0.1s.)

10

Die entsprechenden Simulationsergebnisse sind in den Figuren 11 und 12a, b 6 und dargestellt.

15

Diese Strategie realisiert die im Bezug auf die Schnelligkeit optimale Steuerung des Synchronvorgangs.

Im folgenden wird ein Triebstrang mit einem USG bzw. ESG beschrieben, wobei die Anordnung und Implementierung eines Torsionsdämpfers auf den Prinzipien des ZMS beruhen.

20

Für einen wirkungsvollen Synchronvorgang in einem USG-Getriebe ist eine sehr gute Schwingungsisolation des formschlussfähigen Teils des Getriebes sehr wichtig. Es sollten mögliche Strukturen des Triebstrangs gefunden werden, die solch eine Isolation gewährleisten. Mit den konventionellen Lösungen kann keine ausreichende Schwingungsisolation gewährleistet werden.

25

Die erfinderische Lösung dieses Problems besteht im Einsatz eines ZMS-ähnlichen Dämpfers (im weiteren als „ZMS-Dämpfer“ bezeichnet), der in die USG-spezifische Struktur des Triebstrangs effektiv integriert werden kann. Die Wirksamkeit dieser Lösung wird durch die folgende Simulation gezeigt.

30

Die ganze Betrachtung gilt nur unter Voraussetzung, dass keine Schwingungen des Triebstrangs angeregt werden. Wird die Ungleichförmigkeit des Motors berücksichtigt, relativieren sich die Ergebnisse, weil die Ungleichförmigkeit alleine unter Anwendung eines konventionellen Dämpfers die Drehzahlschwankungen von 70 bis 300 U/min (abhängig von der Drehzahl) liefern kann.

10 Die Figur 13 zeigt den Einfluss der Drehzahlungleichförmigkeit beim Einsatz eines konventionellen Dämpfers.

Das Problem ist zu hochfrequent, um regelungstechnisch bekämpft werden zu können. Deswegen muss man nach anderen konstruktiven oder strategischen Lösungen suchen.

15

Eine denkbare Alternative besteht darin, mit der schlupfenden Anfahrtskupplung zu schalten. Eine weitere Möglichkeit ist die Entwicklung eines speziellen Dämpfers (ähnlich wie ZMS), der die zusätzliche Masse der Lastschaltkupplung für das Bekämpfen der motorangeregten Schwingungen ähnlich wie das Sekundärteil des ZMS mitbenutzt.

20

Die Figur 14 zeigt den Einfluss der Drehzahlungleichförmigkeit beim Einsatz eines ZMS-ähnlichen Dämpfers (Bogenfederdämpfers).

25 Man sieht, dass hier ähnlich wie bei einem normalen ZMS die Ungleichförmigkeit des Motors gestiegen ist. Die Bewegung des zu synchronisierenden Getriebeeingangs (GE) ist dagegen deutlich beruhigt. Dadurch wird das formschlüssige Schalten möglich gemacht.

Mögliche Anordnungen eines „ZMS-Dämpfers“ sind in den Fig. 15 bis 18 dargestellt. Figur 15 zeigt die konventionelle Lösung (Ausgangsordnung – torsionsgedämpfte Kupplungsscheiben).

- 5 Die Figuren 16 bis 18 zeigen unterschiedliche denkbare Anordnungen des „ZMS-Dämpfers“ im Triebstrang.

Figur 16 zeigt die Anordnung des „ZMS-Dämpfers“ vor den beiden Kupplungen (Anfahrtskupplung AK und Lastschaltkupplung LSK).

10

Figur 17 zeigt die Anordnung des „ZMS-Dämpfers“ zwischen den obenerwähnten Kupplungen. Der Vorteil dieser Lösung besteht darin, dass die schon vorhandenen Massen beider Kupplungen für den „ZMS-Dämpfers“ mitbenutzt werden.

15

Figur 18 zeigt die Anordnung des „ZMS-Dämpfers“ hinter den Kupplungen, praktisch gesehen ins Getriebe implementiert. Diese Anordnung kann vor allem Sinn machen, falls als Sekundärteil des Dämpfers die Masse einer ins Getriebe implementierten E-Maschine benutzt werden kann.

20

In allen drei Fällen kann durch die entsprechende Wahl der Massen und Steifigkeiten eine ausreichende Schwingungsisolierung gewährleistet werden.

- 25 Im folgenden wird eine Kupplungsanordnung für USG, mit verringertem Massenträgheitsmoment erläutert. Ein Problem besteht dabei darin, dass während der Schaltvorgänge die Lastschaltkupplung u.a. die Drehzahl des Motors auf den neu gewählten Gang angepasst werden muss. Gelingt es, das Massenträgheitsmoment der Motorwelle zu reduzieren, so verringert sich die

Reibleistung an der Lastschaltkupplung. Zusätzlich wird die Schaltzeit verkürzt. Da der Wärmehaushalt der Lastschaltkupplung kritisch ist, sollte eine Kupplungsanordnung mit verringertem Massenträgheitsmoment eingesetzt werden. Für das Kupplungssystem eines USG müssen zwei Kupplungen

5 kombiniert werden. Die bisherigen Anordnungen sehen ein kombiniertes Schwungrad und eine Aufreihung von zwei angeflanschten Kupplungsdruckplatten vor, wie dies in den Figuren 19a, b gezeigt ist. Die Folge ist, ein großes Massenträgheitsmoment der Motorwelle.

- 10 Erfindungsgemäß wird vorgeschlagen, an eine erste Kupplung nur eine Kupplungsscheibe anzuflanschen. Die Teile zum Anpressen sind dann auf der zweiten Getriebewelle gelagert. Somit vergrößert sich das Massenträgheitsmoment der Motorwelle nur um den kleinen Anteil der Kupplungsscheibe, siehe Figur 19b.

15

In der folgenden Tabellen werden die Massenverhältnisse von USG-Kupplungssystemen und die Auswirkungen auf die Reibleistungen der Lastschaltkupplungen gezeigt:

Anordnung	Benennung	Massen- trägheits- moment	Masse	Bemerkung
		[kg m <sup>2</sup> ]	[kg]	
Einfaches  Kupplungs-  System	ZMS A9 022 018 00	0,16	12	
	Druckplatte A1 022 190 00	0,036	4	einfache KD
	Kupplungsscheibe A3 022 757 01	0,036	0,8	Ø216/145



		0,196	16	auf Motorwelle
		0,0036	0,8	auf Getriebe- eingangswelle
			16,8	Summe der Massen
<b>USG- Bisherige Anordnung</b>  (Fig.- 19a)		0,25	22	auf Motorwelle
		0,0036	0,8	auf Getriebe- eingangswelle 1
		0,0036	0,8	auf Getriebe- eingangswelle 2 (Hohlwelle)
			23,6	Summe der Massen
<b>USG neue Anordnung</b>  (Fig. 19b)		0,1996	16,8	auf Motorwelle
		0,0036	0,8	auf Getriebe- eingangswelle 1
		0,054	6	auf Getriebe- eingangswelle 2 (Hohlwelle)
			23,6	Summe der Massen

Mit einer Simulation kann die Wirkung eines reduzierten

5. Massenträghemomentes gezeigt werden. Es ergeben sich bei einem Motormoment von 200Nm folgende Ergebnisse für einen Fahrzyklus.

	Massenträgheitsmoment der Motorwelle	Durchschnittliche Reibleistung an der Lastschaltkupplung
--	---	--

USG-Anordnung alt (Fig. 19a)	0,25 kg m <sup>2</sup>	460 W
USG-Anordnung neu (Fig. 19b)	0,1996 kg m <sup>2</sup>	410W
Änderung	≈ -20%	≈ -10%

Zusätzlich ist eine Verkürzung der Schaltzeiten um ebenfalls etwa 10 % zu verzeichnen.

- 5 Allgemein wird die zweite Kupplungsscheibe (z.B. der Lastschaltkupplung) mit dem Deckel der ersten Kupplung (dann Anfahrkupplung) verbunden. Die Koppelung muss die Momentenübertragung sichern. In Axialrichtung soll eine Bewegung möglich sein. Dies lässt sich z.B. durch eine Blattfedereinhängung (wie Druckplatte) oder durch eine Schiebeverzahnung (wie Kupplungsnahe) realisieren.
- 10

- Das System der Lastschaltkupplung ist drehfest auf der zweiten Getriebewelle (Hohlwelle) gelagert. Da eine Drehzahldifferenz zwischen den Getriebewellen bestehen kann, müssen die Betätigungen der beiden Kupplungen in
- 15 Drehrichtung entkoppelt sein (z.B. am Ausrücklager).

- Da die Kupplungsscheibe der Lastsachaltkupplung keine axiale Abstützung hat, muss die Reaktionskraft der Betätigung an einer anderen Stelle abgestützt werden. Die nachfolgend erläuterten Varianten 1 und 2 a/b unterscheiden sich
- 20 in diesem Punkt.

Variante 1:

Zum Schließen der Kupplung wird an den Hebelenden gezogen. Die Scheibe der Lastschaltkupplung ist axial zur Hohlwelle fixiert (Anschlag) und die Reaktionskraft wird somit über die Hohlwelle abgestützt.

5 Variante 2 a/b:

Die Kupplung wird durch eine Druckkraft auf die Hebelenden geschlossen. Die Reaktionskraft stützt sich über einen Reibbelag an der ersten Kupplung ab.

Variante 1

- 10 Die Teile der Anfahrkupplung sind in üblicher Anordnung an der Motorwelle angeflanscht. Wird auf das Ausrücklager in Richtung Schwungrad gedrückt, kann die Anfahrkupplung geöffnet werden.

- 15 In der Figur 20 ist die Blattfedereinhängung der zweiten Kupplungsscheibe an den Teilen der Anfahrkupplung angedeutet.

- 20 Die Betätigung der Lastschaltkupplung erfolgt z.B. über ein kombiniertes Ausrücklager. Es sind aber auch zwei separate Lager möglich. Wird an den Enden der Anpresshebel gezogen, kann sich die Scheibe der Lastschaltkupplung in axialer Richtung an der Hohlwelle abstützen. Somit ist eine Anpresskraft auf die Kupplungsscheibe zu erzeugen und eine Momentenübertragung zwischen Motorwelle und Hohlwelle möglich. Die Kupplungsscheibe kann hierbei ihre axiale Lage mit der Blattfedereinhängung anpassen.

- 25 Werden die Anpresshebel entlastet kehren die Teile in ihre Ausgangslage zurück, die Hohlwelle ist wieder von der Motorwelle getrennt

Variante 2a (Figur 21)

Der Unterschied zu Variante 1 ist die Kraftabstützung der LSK. Die Scheibe der LSK ist auf der Hohlwelle nicht axial fixiert.

- 5 Wird das Ausrücklager in Richtung Motorschwungrad gedrückt, kann sich die Scheibe der LSK in Richtung Anfahrkupplung so weit bewegen, bis sie sich an einer Anlaufscheibe anlegt. Werden nun die Anpresshebel über das Ausrücklager weiter betätigt kann eine Anpresskraft an der LSK erzeugt werden. Die Reaktionskraft wird an der Anlaufscheibe abgestützt. Zu bemerken ist, dass durch diese Kraft ebenfalls ein Übertragungsmoment bewirkt wird.

10

Vorteilhaft gegenüber der Variante 1 ist:

- 15     ξ Der geringe Einfluss der Toleranzen zwischen Kurbelwellenflansch und Hohlwellenlagerung. Diese Toleranz muss somit nicht als Freiraum zwischen den drehenden Teilen von Anfahr- und Lastschaltkupplung berücksichtigt werden.
- ξ Es tritt keine zusätzliche axiale Belastung der Hohlwelle auf. Eine axiale Befestigung der Kupplungsteile.

20     **Variante 2b** (Figur 22)

Der Unterschied zur Variante 2a ist die Anordnung der Kupplungsteile der LSK. Hier liegt die Druckplatte der LSK zwischen Anlaufscheibe und Kupplungsscheibe.

- 25     Diese Unterschiede können Einfluss bei den Nachstellmechanismen oder bei der Gestaltung des Wärmehaushaltes haben.

5 Im Zusammenhang mit Schubrückschaltungen beim USG ohne Einbeziehung der Lastschaltkupplung wurde erkannt, dass im derzeitigen Bauszustand des USG-Funktionsmusters die Schubrückschaltungen oft problematisch sind, weil zwischenzeitlich die Lastschaltkupplung zur Einregelung der Synchrondrehzahl aktiv wird und deshalb ein beschleunigendes Moment auf den Abtrieb überträgt.

10 Daraus ergibt sich die Aufgabe eine verbesserte Steuerungsstrategie für die Schubrückschaltungen beim USG zu entwickeln, so dass der Fahrer keine störenden Einflüsse des Getriebes auf die Beschleunigung bemerkt.

Im folgenden eine USG-Struktur mit einer Kombikupplung in der Kupplungsglocke und einem einzigen Kupplungsaktor zur Betätigung beider Teile der Kombikupplung (siehe Figur 23).

15

Die nachfolgend beschriebene erfinderische Lösung lässt sich grundsätzlich auch auf ein USG mit zwei Kupplungsaktoren anwenden.

20

Bei Schubrückschaltungen des USG wird erfindungsgemäß die Getriebeeingangswelle nach dem Auslegen des alten Ganges durch den Verbrennungsmotor beschleunigt, wobei die Anfahrkupplung zumindest teilweise eingerückt ist und das für die Beschleunigung notwendige Moment überträgt. Die Getriebesteuerung fordert einen entsprechenden Gasstoß bei der Motorsteuerung an. Die Lastschaltkupplung bleibt vollständig geöffnet.

25

Wenn die Drehzahlen von Verbrennungsmotor bzw. Eingangswelle (je nachdem welche Sensoren zur Verfügung stehen – Getriebeeingangsdrehzahl oder nur Motordrehzahl) über der Zieldrehzahl für das Einlegen des neuen (niedrigeren) Ganges liegen, wird auch die

5      Anfahrkupplung vollständig geöffnet. Das Schalten der Klauenkupplung des neuen Ganges erfolgt also, wenn beide Kupplungen geöffnet sind und die Eingangswelle „frei fliegt“.

10      Da für die betrachtete Getriebestruktur beim Schalten der Klauenkupplung nur die geringe Drehmasse der Getriebeeingangswelle (Eingangswelle, Radsätze, Scheibe Anfahrkupplung =! J ca.  $0.02 \text{ kgm}^2$ ) angekoppelt wird, ist die Stoßanregung infolge Differenzdrehzahl vergleichsweise gering und das System kann vergleichsweise hohe Differenzdrehzahlen verkraften.

Im folgenden werden vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindung erläutert.

15

#### **Drehzahlgenauigkeit der Eingangswelle:**

20      Das Drehzahlfenster, in dem der neue Gang geschaltet werden kann, hängt von verschiedenen Parametern, wie Gestaltung der Schaltklauen, Massenträgheit, Übersetzung usw., ab. Sinnvoll wäre es, durch die Steuerung bzw. Regelung des Zwischengases und des Zwischenkuppelns die Zieldrehzahl möglichst exakt zu treffen. Hierfür müssen geeignete Algorithmen gefunden werden.

25      Wenn die Drehzahl der Eingangswelle nach Zwischengas und Zwischenkuppeln zu hoch liegt, kann man das Schalten des Ganges noch einen Augenblick verzögern, da durch das Schleppmoment im Getriebe die Eingangswelle im freien Flug normalerweise verzögert wird.

### **Wiedereinrücken der Anfahrkupplung :**

Die Anfahrkupplung wird (wenn überhaupt) erst dann wieder eingerückt, wenn der Verbrennungsmotor langsamer dreht als die Eingangswelle mit dem geschalteten neuen Gang (da Schubrückschaltung). Bei den  
5 Ausrollschaltungen, d. h. bei den automatischen Rückschaltungen während des Anhaltevorgangs bzw. einer Verzögerung des Fahrzeugs zu kleinen Geschwindigkeiten, ist es vorteilhaft, die Anfahrkupplung zwischen den einzelnen Schaltungen gar nicht mehr zu schließen, sondern sie wie z.B. beim ASG geöffnet zu lassen. (Außer zum Zwischenkuppeln während der  
10 Rückschaltungen).

Dieses Offenlassen der Anfahrkupplung kann auch auf die unteren Gänge, z.B. die Schaltsequenz 4-3-2-1 oder 3-2-1 beschränkt werden.

### **Auslegen des alten Ganges durch Öffnen der Anfahrkupplung:**

Das Auslegen des alten Ganges erfordert weitgehende Momentenfreiheit an den Schaltklauen. Dies kann durch vollständiges Öffnen der Anfahrkupplung nach Schaltabsicht gemäß einem in der Steuerung hinterlegten, ggf.  
parametrierbaren, Zeitverlauf erreicht werden.

20

Die Erhöhung des Motormomentes zum Beschleunigen des Verbrennungsmotors wird bei den Schubrückschaltungen erst dann angefordert, wenn das übertragbare Kupplungsmoment einen bestimmten Wert unterschritten hat bzw. absehbar ist, dass die Kupplung innerhalb der  
25 Totzeit des Verbrennungsmotors vollständig getrennt wird.

Nach dem Auslegen des alten Ganges wird zum Synchronisieren der Eingangswelle zwischengekuppelt.

Diese Strategie hat folgende Vorteile:

- 5        ξ Spontane Einleitung der Schaltung durch Reduktion des Schubmomentes (Totzeit des Verbrennungsmotors muss nicht abgewartet werden)
- ξ Sie ist auf alle Schubrückschaltungen anwendbar, egal ob die Anfahrkupplung vorher auf war (z.B. zwischen den Ausrollschaltungen) oder nicht.
- 10      ξ Diese Art, die Schaltung zu beginnen, lässt sich auch sehr leicht auf Rückschaltungen im Zugbetrieb, insbesondere im Teillastbereich anwenden, wobei sie dort jedoch zur Zugkraftunterbrechung führt.

#### 15    **Auslegen des alten Ganges durch Motoreingriff:**

Eine andere Möglichkeit, den für das Auslegen des alten Ganges notwendigen Momentenabbau an der Schaltverzahnung zu erzielen, ist der Motoreingriff. Aus dem Schub heraus muss das Moment des Verbrennungsmotors soweit angehoben werden, dass das Verbrennungsmoment das Schleppmoment

20    kompensiert.

Nachdem der alte Gang ausgelegt worden ist, erfolgt die weitere Momentenerhöhung des Verbrennungsmotors zwecks Drehzahlanpassung. Die Anfahrkupplung braucht bei dieser Strategie zunächst nicht bzw. nicht

25    vollständig geöffnet zu werden, damit die Eingangswelle an den Motor angebunden bleibt.



- Diese Strategie hat den Vorteil, dass sie auch auf Zugrückschaltungen ohne vollständigen Zugkraftabbau anwendbar ist. Allerdings ist das Nullmoment des Verbrennungsmotors nicht so einfach zu finden wie das der Kupplung (Die Drosselklappe muss dafür etwas geöffnet werden). Dies kann zu
- 5 Verzögerungen führen.

#### **Zustandsablauf:**

- In der Figur 24 ist der bisher beschriebene Ablauf in einem Flussdiagramm dargestellt. Die Erläuterungen zu den einzelnen Aktionen wurden weiter oben
- 10 bereits gegeben, so dass an dieser Stelle auf eine weitere Beschreibung der Figur 24 verzichtet wird.

- Im folgenden wird ein Lastschaltendes Getriebe mit einer Lastschaltkupplung und einer groß dimensionierten Synchronisierung am höchsten Gang erläutert,
- 15 die Lastschalten in diesen ermöglicht. Bei der Anordnung der Lastschaltkupplung in einem unterbrechungsfreien Schaltgetriebe wird diese in der Regel an den höchsten Gang angebunden. Handelt es sich bei dem höchsten Gang um einen Overdrive-Gang, ist die Momentenauffüllung in den unteren Gängen nicht ausreichend und die Kupplungsbelastung u. U. zu hoch.
- 20 Varianten, bei denen die Lastschaltkupplung am vorletzten Gang angebunden ist, werden dann ohne Momentenauffüllung (AGS-Schaltung) mit entsprechenden Komforteinbußen ausgeführt.

- Erfindungsgemäß sollen die obigen Einschränkungen für ein Getriebe mit
- 25 Lastschaltkupplung am zweithöchsten Gang überwunden werden.

Ergibt sich durch die Getriebeabstufung (z.B. letzter Gang als Overdrive) die Notwendigkeit die Lastschaltkupplung an den zweithöchsten Gang anzubinden,

so kann die Momentenauffüllung für den höchsten Gang über eine entsprechend ausgelegte Synchronisierung erfolgen.

5 Eine zweite Getriebeaktorik ist nicht erforderlich, da der vorletzte Gang alleine durch die Lastschaltkupplung geschaltet wird.

Sollte sich der Druck auf die Flottenverbräuche weiter erhöhen, ergibt die Variante eines automatisierten Schaltgetriebes mit Overdrive vorteilhafterweise ein sehr hohes Potential für eine komfortable Automatisierung.

10

In der Figur 25 ist das hier vorgeschlagene Getriebesystem exemplarisch dargestellt. Die Anordnungen der einzelnen Wellen und Schaltungen kann an die jeweiligen Bedürfnisse (Bauraum, Front-Quer Einbau) angepasst werden.

15 Wesentlich für die hier vorgeschlagen Variante ist es, dass die Synchronisierung am 6. Gang dazu verwendet wird, während der Schaltung vom 5ten in den 6ten Gang das Moment aufzufüllen. Damit das USG, das die Schaltungen des Beispiels bis zum 5ten Gang lastschaltend ausführen kann, sinnvoll ergänzt.

20

Eine zweite Getriebeaktorik ist in dieser Variante nicht notwendig, da der fünfte Gang die Getriebeaktorik nicht benötigt. Einschränkend ist darauf hinzuweisen, dass Schaltungen von einem kleineren Gang als dem 5ten in den 6ten nicht lastschaltend ausgeführt werden können. Dies ist aber nur dann der Fall, wenn  
25 keine weitere Fahrzeugbeschleunigung gewünscht wird. Daher könnte eine solche Schaltung ohne Zugkraftauffüllung erfolgen oder über den Umweg des 5ten Gangs sequentiell ausgeführt werden.

Wesentlicher Vorteil des hier vorgeschlagenen System ist es, dass die Momentenauffüllung für die ersten Gänge aufgrund der Anordnung der Lastschaltkupplung größer ist und die thermische Belastung der Lastschaltkupplung geringer ist, als wenn die Lastschaltkupplung am letzten Gang angebunden ist.

Die Momentenauffüllung zwischen letztem und vorletztem Gang kann durch eine Synchronisierung aufgefüllt werden.

Im folgenden werden Kupplungsanordnungen für ein lastschaltendes Getriebe mit einer Lastschaltkupplung und einer kombinierten Last- und Anfahrkupplung näher beschrieben. Die zentrale Synchronisierung von Kfz Getrieben ergibt die Möglichkeit während des Schaltvorgangs beim automatisierten Schaltgetriebe eine Momentenauffüllung zu realisieren. Mit solch einem unterbrechungsfreien Schaltgetriebe (USG) lässt sich ein erheblicher Komfortgewinn erreichen, ohne den Wirkungsgrad des Antriebs zu verschlechtern, wie es bei herkömmlichen automatischen Getrieben der Fall ist.

Mit den erfindungsgemäß vorgeschlagenen Varianten werden die Einschränkungen bekannter lastschaltender Getriebe im Hinblick auf die Größe der Lastschaltkupplung umgangen. Motorseitig ist die Lastschaltkupplung für Hochschaltungen angeordnet. Sie ist mit der höchsten Gangstufe verbunden. Auf der dem Motor abgewandten Seite ist die zweite Kupplung angeordnet. Sie kann ausschließlich als Anfahrkupplung oder als kombinierte Anfahr- und Lastschaltkupplung für Rückschaltungen eingesetzt werden. Sie ist wahlweise mit dem kleinsten Gang und/oder dem Rückwärtsgang verbunden.

Kupplungsanordnungen für ein lastschaltendes Getriebe

Eine systematische Analyse der derzeit bekannten Anordnungen der Kupplungen eines unterbrechungsfreien Getriebes (USG) zeigt, dass derzeit nicht alle Kombinationen der Positionen von Anfahr- und Lastschaltkupplungen untersucht sind. Die Variation der Positionen führt zu weiteren Varianten. Insbesondere zwei dieser Varianten ermöglichen den ersten Gang zur Synchronisierung bei Rückschaltungen einzusetzen.

10 Bekannte Strukturen für lastschaltende Getriebe lehnen sich in der Regel an konventionelle Kupplungs- und Getriebestrukturen an. In der Mehrzahl der Fälle ist motorseitig eine Anfahrkupplung AK angeordnet. Im Anschluss daran (Variante 1 gemäß Fig. 26a) oder auf der gegenüberliegenden Seite (Variante 3 gemäß Figur 26c befindet sich die Lastschaltkupplung LSK. Dies führt meist zu dem Nachteil, dass die Lastschaltkupplung kleiner als die Anfahrkupplung dimensioniert ist. Dies ergibt – insbesondere im Hinblick auf das höhere benötigte Verschleißvolumen und den höheren Leistungseintrag in die Lastschaltkupplung – eine Begrenzung der übertragbaren Momente und damit der Motorklassen. Weiterhin sind mit den bisher bekannten einfachen Strukturen Schubrückschaltungen nur mit Unterbrechen des Verzögerungsmoments möglich.

Mit den hier erfindungsgemäß vorgeschlagenen Kupplungsanordnungen (insbes. Variante d und f) werden diese Einschränkungen umgangen. Motorseitig ist die Lastschaltkupplung für Hochschaltungen angeordnet. Sie ist mit der höchsten Gangstufe verbunden. Auf der dem Motor abgewandten Seite ist die zweite Kupplung angeordnet. Sie kann ausschließlich als Anfahrkupplung oder (für Variante f) als kombinierte Anfahr- und Lastschaltkupplung eingesetzt werden. Sie ist wahlweise mit dem kleinsten Gang und/oder dem Rückwärtsgang verbunden. Die hier erfindungsgemäß vorgeschlagenen Varianten sind zusammen mit den bisher bekannten bzw. untersuchten

Varianten in den Figuren 26a – f zusammengefasst. Bei den Varianten a, b, c handelt es sich um bereits erprobte Varianten. Von den Varianten d, e, f ist die Variante f besonders bedeutsam.

- 5 Die gewählte Anordnung von Variante f ermöglicht zunächst das Anfahren im kleinsten Gang und im Rückwärtsgang. Für die Schaltung vom ersten in den zweiten Gang wird im Ablauf – wie von anderen Anordnungen schon bekannt – die Lastschaltkupplung betätigt, bis das Motormoment über die mit der Lastschaltkupplung verbundene Gangstufe übertragen wird. Im nächsten Schritt wird die Anfahrkupplung geöffnet, dies entspricht dem Herausnehmen des ersten Gangs in konventionellen Anordnungen. Der erste Gang kann bei der vorliegenden Variante jedoch eingelegt bleiben. Über die Lastschaltkupplung erfolgt die Synchronisierung von Motor und Abtrieb, bis bei Drehzahlgleichheit für die zweite Schaltstufe diese eingelegt werden kann. Mit dem Öffnen der Lastschaltkupplung wird der Schaltvorgang beendet.

Für eine Rückschaltung kann durch Schließen der Anfahrkupplung die Synchronisationsaufgabe übernommen werden. Dazu wäre es vorteilhaft, den ersten Gang jeweils geschaltet zu lassen. Alternativ kann der erste Gang auch ausgeschaltet werden. Dies hätte den Vorteil reduzierter Massen an der Abtriebswelle.

- 25 In einer weiteren Modifikation der Variante f kann der Rückwärtsgang auf die Hohlwelle der Lastschaltkupplung gelegt werden. Sodann müsste die Schaltungsmöglichkeit nicht zwischen erstem Gang und Rückwärtsgang geschaffen werden, sondern zwischen dem Gang an der Lastschaltkupplung und dem Rückwärtsgang vorgesehen werden. Eine Schaltung des ersten Gangs ist dann nicht erforderlich. Für diese Variante muss zum Rangieren kein Gang geschaltet werden, es genügt eine wechselseitige Kupplungsbetätigung (auch ein „Freischaakeln“ des Fahrzeuges wäre leicht möglich).

Eine Erweiterung um eine E-Maschine mit den Aufgaben von Starter und Generator ist möglich. Insbesondere kann diese auch an der dem Motor abgewandten Seite angebracht werden und dennoch direkt mit diesem verbunden sein. Die Variante f zeigt die folgenden Vorteile:

- ξ Größerer Durchmesser für die hochbelastete Lastschaltkupplungen
- ξ Komfortgewinn durch die Möglichkeit von Schubrückschaltungen
- ξ Geringere Massenträgheit an der Eingangswelle
- ξ Einfache Schaltlogik, die Schaltungen auf der Hohlwelle lassen sich mit der ohnehin vorhandenen Getriebeaktorik ausführen
- ξ Ergänzen eine E-Maschine – auch mit direkter Anbindung an den Motor – möglich
- ξ Keine weiteren Schalteinrichtungen (Klauenkupplungen) im Vergleich zu anderen USG Lösungen

Im folgenden werden lastschaltende Getriebe näher erläutert. Bisherige Untersuchungen zu lastschaltenden Getrieben mit einer Kupplung zur zentralen Synchronisation wurden im Hinblick auf einen Front-Quer-Einbau durchgeführt. Es wurde ein unterbrechungsfreies Schaltgetriebe für ein Fahrzeug mit Heckantrieb konzipiert und erste Ideen und Randbedingungen zusammengetragen. Insbesondere verschiedene Anordnungen von Kupplungen und Getrieben werden im folgenden skizziert. Ein wichtiges Ergebnis ist, dass in einer Variante die Lastschaltkupplung als erste Kupplung angeordnet werden kann. Zentral für Anordnung und Aufwand ist die Frage, welches Übersetzungsverhältnis am höchsten Gang eingesetzt wird (eins oder kleiner eins) und ob an diesem die Lastschaltkupplung angebunden ist.

Konventionelle Getriebe für Fahrzeuge mit Heckantrieb realisieren die Übersetzungen in zwei Stufen. Die Getriebeeingangs- und -ausgangswellen sind auf einer gemeinsamen Achse angeordnet. Insgesamt kommen somit drei  
5 Wellen zum Einsatz, wobei die Eingangswelle sehr kurz ist und meist eine Lagerung in der Ausgangswelle (oder umgekehrt) besitzt. Wesentlich für die Anzahl der Zahnradpaare – insbesondere im Vergleich zu Getrieben für die Front-Quer-Anordnung – ist, dass eine Schaltstufe durch direktes Verbinden der Eingangswelle mit der Ausgangswelle realisiert ist.

10  
Sofern es sich um vier oder fünf Gang Getriebe handelt, ist der höchste Gang direkt durchgeschaltet. Ist ein sechster Gang – oft als Schongang (Overdrive) ausgelegt – wird i. d. R. mit einer Übersetzung im Bereich 0,8 bis 0,85 eingesetzt.

15  
Figur 27 zeigt ein konventionelles Inline-Getriebe mit 5 Gängen.

Abtrieb und Antrieb des Getriebes sind koaxial angeordnet. Die Gesamtübersetzung der Gänge 1 bis 4 wird in zwei Stufen realisiert. Der 5.  
20 Gang hat die Übersetzung „1“. Er wird geschaltet, indem Eingangs- und Ausgangswelle durch eine Klauenkupplung mit Synchronisierungen verbunden werden.

Prinzipiell werden für das USG verschiedene Typen unterschieden. Die  
25 Merkmale dazu sind die Anordnung und die Anzahl der Kupplungen. Speziell bei den Inline-Getrieben ist eine weitere Unterscheidung sinnvoll, nämlich nach der Gangstufe an der die Lastschaltkupplung vorgesehen ist. Für eine Gruppe ist die Lastschaltkupplung an der Übersetzungsstufe  $i = 1$  angeordnet, d. h.

Getriebeeingangs und -ausgangswelle werden durch die Lastschaltkupplung verbunden. Die übrigen Varianten haben Übersetzungen  $i \neq 1$ .

5 Bei allen hier gezeigten Varianten sind die Anordnungen der unterschiedlichen Gänge beispielhaft.

Die möglichen USG-Typen sind in Figur 28 schematisiert dargestellt, wobei von der Anbindung der Lastschaltkupplung an die Übersetzung  $i = 1$  ausgegangen wird.

10

#### **Lastschaltkupplung an $i = 1$**

Für diese Varianten wird die Lastschaltkupplung dazu verwendet, die Eingangswelle mit der Ausgangswelle zu verbinden. Dies ist für die konstruktive  
15 Anordnung vorteilhaft, soweit man die in Figur 28 gezeigte existierende Getriebeschematik zugrundelegt.

Zur weiteren Unterteilung werden zwei Fälle betrachtet. Zunächst die Fälle, in denen die Übersetzung  $i = 1$  der Lastschaltkupplung dem größten Gang  
20 entspricht. Weiterhin gibt es die Möglichkeit Gänge mit Übersetzungen  $i < 1$  zu ergänzen. Dann ist aber eine Lastschaltung in den höchsten Gang nur durch zusätzliche Maßnahmen möglich.

#### **Lastschaltkupplung am höchsten Gang**

25



Für die in Figur 28 dargestellten USG-Typen werden je eine Variante gezeigt. Die bevorzugte Anordnung ist die mit parallelen Kupplungen. Daher sind für diesen USG-Typ weitere Varianten aufgenommen.

## 5    **Serielle Anordnung der Kupplungen**

In der Figur 29 gezeigten Anordnung wird der Triebstrang durch Öffnen der Anfahrkupplung vollständig vom Motor abgekoppelt.

## 10   **Parallele Anordnung der Kupplungen**

Bei der parallelen Struktur kann auch bei geöffneter Anfahrkupplung ein Moment über die Lastschaltkupplung auf den Abtrieb übertragen werden. Dies ergibt weitere Freiheitsgrade bei der Steuerung des USG, sofern die Aktorik der Kupplungen dies zulässt. Eine Basisvariante einer solchen Anordnung zeigt Figur 30.

Im Gegensatz zu entsprechenden, üblichen Anordnungen für den Front-Quer-Einbau, ist hier die Lastschaltkupplung motorseitig angeordnet. Dies ermöglicht einen größeren Kupplungsdurchmesser mit deutlichen Vorteilen für die thermische Belastung.

## **USG mit kombinierter Kupplung**

25   Die in Figur 31 gezeigte Anordnung mit nur einer Kupplung benötigt zusätzliche Klauenkupplungen um wahlweise die Kupplung zur Lastschaltung mit der Abtriebswelle zu verbinden bzw. mit der Nebenwelle für das Anfahren. Im Gegensatz zu den Anordnungen des Front-Quer-Einbau ist bei dieser Variante

auch Anfahren im 2. Gang möglich, was gängigen Strategien im Winterbetrieb entspricht.

Die Anordnung der Klauenschaltungen und Gänge ist hier nur als Beispiel zu verstehen. Durch Veränderungen der Lage des Rückwärtsgangs und aufwendigere Schiebemuffen lässt sich das Konzept noch vereinfachen. Beispielsweise können die beiden Schiebemuffen am Getriebeeingang gemeinsam verschoben werden.

#### 10 Varianten zur parallelen Anordnung

Eine Variante mit einem 6. Gang ist in Figur 32 skizziert.

Weiterhin sind am ersten und am Rückwärtsgang Synchronisierungen vorgesehen, die ein Schalten im Stillstand ermöglichen. Alternativ zu diesen Synchronisierungen kann auch eine Bremse vorgesehen werden, die die Wellen des Getriebes zum Stillstand bringt.

Insbesondere in Kombination mit einer belüfteten Kupplung (Kühlung) kann der Bereich übertragbarer Motormomente zu höheren Klassen ausgedehnt werden. Dies gilt auch für die übrigen oben vorgeschlagenen Varianten.

Die Verwendung eines deckelfesten Ausrückers ist im Gegensatz zu der Anordnung Front-Quer als Variante ebenfalls möglich. Dies gilt auch für die übrigen oben vorgeschlagenen Varianten.

Wie schon bei der entsprechenden 5 Gang Variante erwähnt, ist die Lastschaltkupplung als erste Kupplung angeordnet, was Vorteile bei der Dimensionierung und damit der thermischen Beanspruchung ergibt.

- 5 Weitere Ausführungsvarianten, insbesondere bezüglich der Kupplungsaktorik (Kombikupplung oder separate Betätigungen) sind analog zu den Möglichkeiten bei Front-Quer-Anordnungen möglich.

#### **Lastschaltkupplung am vorletzten Gang**

- 10 Die Figur 33 zeigt eine Skizze eines USG mit einem weiteren Gang mit dem Übersetzungsverhältnis  $i < 1$ . Er ist analog zu den kleineren Gängen angeordnet und besitzt Synchronisierung. Für diese Anordnung kann die Schaltung in den letzten Gang mit oder ohne Momentenauffüllung ausgeführt werden.

#### **15 Schaltung ohne Momentenauffüllung**

Eine Schaltung ohne Momentenauffüllung entspricht einer typischen ASG Schaltung. Eine solche Schaltung muss bei Verwendung eines Kupplungsaktors, der beide Kupplungen bedient, vorgesehen werden. Beide  
20 Kupplungen werden geöffnet, dann der letzte Gang eingelegt und schließlich mit der Anfahrkupplung Motor und Abtrieb synchronisiert.

- Bisherige Untersuchungen des Komfort zeigen, dass die Komforteinbußen bei dieser Schaltung auffallen. Dabei ist jedoch nicht von einem Schongang  
25 (Overdrive) ausgegangen worden. Für einen solchen kann die ASG Schaltung durchaus akzeptabel sein. Je nach Anforderungen sollte der Komfort hier genauer untersucht werden.

## Schaltung mit Momentenauffüllung

- 5 Neben den USG-Strategien sind zwei weitere Möglichkeiten bzw. Ansätze bekannt. Beide würden sich zur Momentenauffüllung für die Schaltung in einen weiteren Gang über der Lastschaltkupplung anbieten.

- 10 Für beide Anordnungen sind für die Kupplungen zwei getrennte Aktoren vorzusehen, da die Notwendigkeit besteht, beide Kupplungen getrennt zu betätigen. Alle anderen Details entsprechen denen in Figur 33. Die beim USG vorhandene Getriebeaktorik reicht aus, da der vorletzte Gang über die Lastschaltkupplung geschaltet wird und daher Schalt- und Wählaktor für eine weitere Schaltung zur Verfügung stehen.

- 15 Eine Momentenauffüllung mit Hilfe der Synchronringe ist bekannt. Da die genaue Einregelung der Drehzahlen mit den Synchronisierungen nicht möglich ist, wird dazu die Anfahrkupplung benötigt.

- 20 Eine vollständige Überschneidung der Kupplungsbetätigung ist für eine Schaltung notwendig, wie sie bei Doppelkupplungsgetrieben eingesetzt wird. Im Ablauf wird bei offener Anfahrkupplung und geschlossener Lastschaltkupplung der höchste Gang eingeschaltet und anschließend durch Anlegen der Anfahrkupplung das Moment übernommen. Mit dem Öffnen der Lastschaltkupplung ist der Schaltvorgang abgeschlossen.

- 25 **Lastschaltkupplung an  $i < 1$**

Ist es aus Gründen des Komforts erforderlich, die Lastschaltkupplung an den höchsten Gang anzubinden, der eine Übersetzung kleiner eins aufweist, müssen die oben gezeigten Varianten verlassen werden.

- 5 Die Notwendigkeit einer solchen Anordnung kann sich aus der Auslegung des Hinterachsgetriebes ergeben. Insbesondere bei Dieselfahrzeugen kann hier die Verzahnungsauslegung aufgrund des dann hohen Übersetzungsverhältnisses in Verbindung mit hohen Momenten problematisch werden.

- 10 Im folgenden wird die Struktur eines Lastschaltgetriebes (USG) für Fahrzeuge mit Heckantrieb, bei dem die Lastschaltkupplung an dem höchsten Gang mit einer Übersetzung kleiner eins angebunden ist, erläutert. USG Strukturen für die Anbindung mit einer Übersetzung  $i = 1$  sind bereits angedacht. Aus Gründen des Komforts ist in Verbindung mit einem höchsten Gang mit der Übersetzung  $i < 1$  die Lastschaltkupplung an diesen anzubinden. Ausgehend von Inline-Strukturen wird eine Lastschaltkupplung angefügt, die eine Momentenauffüllung über den höchsten Gang bei einer Getriebeübersetzung  $i < 1$  ermöglicht.

## 20 Lastschaltkupplung an $i < 1$

Ist es aus Gründen des Komforts erforderlich, die Lastschaltkupplung LSK an den höchsten Gang anzubinden, der eine Übersetzung kleiner eins aufweist, müssen die bereits bekannten Varianten verlassen werden.

25

Die Notwendigkeit einer solchen Anordnung kann sich aus der Auslegung des Hinterachsgetriebes ergeben. Insbesondere bei Dieselfahrzeugen kann hier die Verzahnungsauslegung aufgrund des dann hohen Übersetzungsverhältnisses

in Verbindung mit hohen Momenten problematisch werden. Es werden zwei bevorzugte Varianten einer parallelen USG-Struktur gezeigt.

#### **Lastschaltkupplung am letzten Gang mit $i < 1$ – Zusatzwelle**

5

Unter Beibehaltung der Anordnung der Vorübersetzung ist eine zusätzliche Welle einzuführen, die das Moment von der Lastschaltkupplung auf den Abtrieb überträgt. In der in Figur 34 dargestellten Variante wird eine entsprechende Anordnung gezeigt. Eventuell kann ein Rad (z.B. des 4. Gangs) auf der Abtriebswelle doppelt genutzt werden, um ein Zahnrad und axialen Bauraum einzusparen. Die Anfahrkupplung AK ist für diese Variante wieder die erste Kupplung, um für den vorletzten Gang die direkte Verbindung von Eingangs- und Ausgangswelle auszunutzen.

10

#### **15 Lastschaltkupplung am letzten Gang mit $i < 1$ – Nachübersetzung statt Vorübersetzung**

Durch Ersetzen der Vorübersetzung mit einer Übersetzungsstufe am Ende des Getriebes wird die Notwendigkeit einer weiteren Welle umgangen. Die

20

Lastschaltkupplung LSK wird als zweite Kupplung angeordnet. Figur 35 zeigt die Anordnung, die ohne zusätzliche Zahnradpaare und ohne zusätzliche Welle auskommt. Auch hier gilt, dass die Lastschaltkupplung hinter der Anfahrkupplung AK als zweite Kupplung angeordnet ist.

25 Die Variante gemäß Figur 35 ist in Bezug auf die einzusetzenden (zu ergänzenden) Bauteile wesentlich günstiger als diejenige der Figur 34. Durch die Verlegung der zusätzlichen Übersetzungsstufe der Inline-Getriebe sind die Drehzahlen an der Nebenwelle höher, die Momente hingegen geringer.

### **Vergleich der USG Strukturen**

Die in Figur 28 prinzipiell gezeigten USG-Typen wurden in Figur 36 miteinander verglichen. Je ein Ausführungsbeispiel zeigen die Figuren 29 bis 31. Neben den  
5 dort gezeigten Kriterien ist das Entwicklungsrisiko wesentlich für die Variantenauswahl.

Aufgrund des sehr hohen Entwicklungsrisikos am Ein-Kupplungs-USG wird die parallele Anordnung bevorzugt. Entsprechend sollte auch die in Figur 32  
10 gezeigte Variante die Basis für weitere Überlegungen sein.

### **Anordnung der Lastschaltkupplung im Vergleich**

Die möglichen Anordnungen der Lastschaltkupplung im Bezug auf den letzten  
15 oder vorletzten Gang und Übersetzungen werden in Figur 37 bewertet. Die Hauptkriterien sind der Grad der Auffüllung in den unteren Gängen, die Möglichkeit den letzten Gang mit Auffüllung zu Schalten, die Belastung der Lastschaltkupplung, der Aufwand der Getriebekonstruktion und die Position der Lastschaltkupplung. Betrachtet werden die in Figur 32 bis 35 skizzierten  
20 Varianten.

Im folgenden werden eine erfindungsgemäße Vorrichtung und ein erfindungsgemäßes Verfahren zum Einbeziehen der am Kfz vorhandenen Lufteinlasssysteme und Abgassysteme zur Zu- und Ableitung des notwendigen  
25 Luftstromes für die Kühlung einer Kupplung (zur Lastschaltung) näher erläutert.

Für ein lastschaltendes Getriebe ergibt sich die Notwendigkeit, die Temperaturbelastung der Kupplung durch Kühlmaßnahmen abzusenken. Im

Falle eines Inline-Getriebes für ein heckgetriebenes Fahrzeug ist eine offenen Bauart (Tunneleinbau, Spritzwasser, Nähe zur Auspuffanlage) nur eingeschränkt möglich.

5 Erfindungsgemäß wird folgendes vorgeschlagen:

10 1. Die vorhandenen Lufteinlässe des Kfz z.B. für die Innenraumbelüftung können nach entsprechender Dimensionierung für einen Kühlluftstrom durch die Kupplungsglocke verwendet werden. Dies hat den Vorteil, dass Filter, Schmutzfänger, Wasserabläufe u.ä. aufgrund doppelter Nutzung nur einmal vorhanden sein müssen. Durch die Luftführung werden akustische Vorteile gegenüber offenen Kupplungen erreicht.

15 2. Die Abluft kann durch das Abgassystem zusammen mit dem Abgas abgeführt werden. Bei heckgetriebenen Kfz ist die Abgasanlage in der Nähe des Getriebes angeordnet. Je nach Anordnung ergibt sich der Vorteil, dass Kupplungsgeräusche durch den Endschalldämpfer in der Umgebung nicht als störend empfunden werden.

20 3. In Erweiterung von Punkt 2 kann der Kühlluftstrom durch die Kupplungsglocke durch eine saugende Injektorpumpe im Abgasstrom erzeugt werden. Dadurch lassen sich andere, erforderliche (aktive) Kühlmaßnahmen umgehen.

25 4. In Ergänzung zu den Punkten 2 und 3 wird eine Möglichkeit vorgesehen, die die Luftabfuhr über die Abgasanlage verhindert (Klappe o.ä.), um unbeeinflusste stationäre Abgasmessungen durchführen zu können.



Eine prinzipielle Darstellung ist in der Figur 38 gezeigt. Die Erfindung kann besonders vorteilhaft im Zusammenhang mit lastschaltenden Getriebe (USG), Doppelkupplungsgetriebe (DKG) und allen Arten von Hochleistungskupplungen, die eine (Luft-)Kühlung benötigen, angewendet werden.

5

Nachfolgend werden Schaltstrategien bei ASG3 auf doppelte Gangsprünge näher erläutert. ASG3 Schaltungen erfordern das Schalten des neuen Gangs zur Synchronisierung bei eingelegtem alten Gang. Daher sind die Schiebemuffen stets so angeordnet, dass sie nicht aufeinander folgende Gänge schalten. Die bisher bekannten Schaltstrategien gehen davon aus, ausschließlich sequentielle Schaltungen oder solche unter Beteiligung unterschiedlicher Schalmuffen kraftunterbrechend durchzuführen. Die hier vorgeschlagene erfindungsgemäße Strategie erweitert die Anzahl möglicher unterbrechungsfreier Schaltungen.

10

15

Die Aufgabe der Erfindung besteht darin, die Schaltgeschwindigkeiten bei ASG zu steigern.

20

Gezeigt wird eine mögliche Anordnung eines ASG3 mit 6 Vorwärtsgängen und einem Rückwärtsgang (Figur 39). Die Gruppierungen der Gänge zu zwei separat angetriebenen Schaltwalzen ermöglicht die Lastschaltung (LS) entsprechend den bekannten Steuerungskonzepten wie in Figur 40 gezeigt.

25

Mit der erfindungsgemäß vorgeschlagenen Strategie wird nun der Schaltvorgang innerhalb einer Gruppe durch eine Synchronisierung über eine kegelige Reibeinrichtung der anderen Ganggruppe eingeleitet, bis dass der aktuelle Gang herausgenommen werden kann. Die zur Synchronisierung gewählte Schaltstufe ist für Hochschaltungen ein Gang höher, für Rückschaltungen eine Stufe niedriger als der Zielgang. In der Gruppe des alten

Gangs wird sodann die vollständige Synchronisation über die kegelige Reibereinrichtung des Zielgangs erreicht und der Gang durchgeschaltet. Wie bei den ASG3 Schaltungen üblich, wird die Momentenregelung durch die Anfahrkupplung übernommen. Die zusätzlich möglichen Schaltungen mit Kraftunterstützung sind in Figur 40 durch eine hinterlegte Schraffur und ein  
5    hochgestelltes „+“ gekennzeichnet.

Beispielhaft für eine 2-4 Schaltung ergibt sich folgender Schaltablauf, der auch in Figur 41 gezeigt wird:

- 10        1. Motormoment absenken
2. Synchronkraft an der kegeligen Reibereinrichtung des 5. Gangs aufbauen
3. Zweiten Gang herausnehmen
4. Synchronkraft an der kegeligen Reibereinrichtung des 4. Gangs aufbauen
5. Synchronkraft an der kegeligen Reibereinrichtung des 5. Gangs abbauen
- 15        6. Mit der Anfahrkupplung Drehzahlgleichheit einregeln
7. Vierten Gang durchschalten
8. Anfahrkupplung schließen

Auf andere Schaltungen lassen sich die Abläufe analog übertragen. Die Schritte  
20    4 und 5 können überschneidend ausgeführt werden.

Im folgenden wird ein erfindungsgemäßer Kupplungsaktor für zwei Betätigungsrichtungen, mit nichtlinearer Übersetzung näher erläutert.

25    In dem bisherigen Kupplungsaktor für EKM und ASG wird eine lineare Kompensationsfeder eingesetzt. Bei der konzipierten Kombikupplung muss der Aktor in zwei Betätigungsrichtungen wirken. Eine Kompensation in der

herkömmlichen Weise ist somit nicht möglich. Ohne zusätzliche Maßnahmen genügt die Leistungsfähigkeit der derzeit zur Verfügung stehenden E-Motoren jedoch nicht

5 Für das USG ist die Verwendung einer Kombikupplung vorgesehen. Diese besteht aus einer SAC für den Anfahrvorgang und einer zugezogenen Kupplung für die Lastschaltungen. Um die erforderliche Größe des Elektromotors im Kupplungsaktor zu reduzieren bestehen erfindungsgemäß zwei Möglichkeiten:

- 10
1. eine Federkraftkompensation, die den wechselnden Krafrichtungen gerecht wird oder
  2. ein nichtlineares Übersetzungsgetriebe, welches der wegabhängigen Kupplungslast angepasst ist.

15 Bei der Erfindung wird ein nichtlinear übersetzendes Getriebe im Kupplungsaktor eingesetzt. Es werden hierbei die Eigenschaften einer Kurbelschleife als Vorschaltgetriebe ausgenutzt, um die Aktorik mit der Kupplungscharakteristik abzustimmen.

20 Das Getriebe hat dabei einen positiven Einfluss auf die erreichbare Verstellgeschwindigkeit der Aktorik. Eine Verschiebung der Wegzuordnung, d.h. Störungen der optimalen Anpassung zur Kupplungskennlinie durch Einbautoleranzen, Ersteinstellungsfehler oder andere Wegdifferenzen werden in gewissen Grenzen toleriert. Es wird eine beispielhafte Anordnung des

25 Getriebes gezeigt. Erkennbar ist, dass der Aufwand an Teilen gering ist und der Bauraum des Aktors nur knapp zunimmt.

Die der bevorzugten Ausführungsform wird gemäß Figur 42 eine wechselnde Übersetzung der Aktorik ausgenutzt. Das Getriebe besitzt Bewegungsbereiche

mit einem Übersetzungsverhältnis über 1. Diese Abschnitte sind für hohe Kupplungslasten vorteilhaft. Die Bewegungsanteile mit geringeren Lasten werden jedoch schneller mit Übersetzungen kleiner 1 betätigt.

- 5 Die Figur 43 zeigt ein Getriebeschema eines Aktors mit Kurbelschleife und Zahnstränge als Abtriebsglied.

Die Figur 44 zeigt ein Anordnungsbeispiel eines Aktogetriebes gemäß Figur 43.

10

Alternative Anordnungsmöglichkeiten:

- ξ Anstelle eines Abtriebsschiebers kann ein bogenförmiges Segment o.ä. für eine drehende Abtriebsbewegung eingesetzt werden.
  - 15 ξ Anstelle der zentrischen Kurbelschleife kann eine exzentrische Kurbelschleife realisiert werden. Es ist somit eine speziellere Anpassung an die Kennlinien der Kupplungen denkbar.
  - ξ Anstelle der Kurbelschleife kann eine Doppelkurbel oder ein anderes Getriebe ausgeführt werden.
- 20 Allen Anordnungen gemein ist, dass das Abtriebsgetriebe einen relativ großen Schwenkwinkel beschreitet (sehr kleines Ritzels auf Zahnstange o.ä.) und dass durch diesen ausgedehnten Bewegungsbereich ein erheblicher Abschnitt der Übertragungscharakteristik des nichtlinearen Vorschaltgetriebes genutzt wird.

- 25 Verschiebung der Kupplungskennlinie

Wenn es zu Verschiebungen der Kupplungskennlinie kommt, stellt sich die Wegzuordnung von Ausrückweg und Übersetzungsverhältnis kritisch dar. Die optimale Anpassung wird dann merklich gestört. Die Auslegung eines nichtlinearen Getriebes wird hierdurch problematisch.

5

Der Konflikt liegt im Widerspruch zwischen einer hohen Wirksamkeit der angepassten Nichtlinearität und der Robustheit gegenüber Veränderungen (speziell Verschiebungen) der Kennlinien.

- 10 Die Figur 45 zeigt die Wirkung einer Kennlinienverschiebung. Bezogen auf den Ausrückerweg wurde die Kennlinie des Aktors um ca. 3mm versetzt. Erkennbar ist, dass die Maximalmomente nicht über die Beträge der Ursprungsaktorik (mit konstanter Übersetzung  $i = 1$ ) hinausgehen.

- 15 Hier zeigen sich vorteilhaften Eigenschaften des Kurbelschleifengetriebes. Es kann über die gesamte Bandbreite der Übersetzungsänderung genutzt werden, da ein Überschreiten des Maximums nicht zur Bewegungsumkehr führt (z.B. Schubkurbel).

- 20 Im folgenden wird ein Kupplungsaktor für zwei Betätigungsrichtungen mit beidseitig wirkender Kompensationsfeder für eine verbesserte Kupplungsbetätigung für USG näher erläutert.

- 25 Das Kupplungssystem der Kombikupplung übersteigt die Leistungsfähigkeit des derzeitigen EKM- bzw. ASG- Kupplungsstellers. Die Neuentwicklung des Kupplungsstellers soll den bisherigen Schaltmotor als Antrieb verwenden. Da für die Kombikupplung jedoch keine Kompensation in bisheriger Art und Weise möglich ist (zweiseitige Krafrichtung) genügen die Parameter des ASG-

Schaltmotors den Anforderungen ebenfalls nicht. Zur Lösung können die folgenden Varianten herangezogen werden:

1. eine zweiseitig wirkende Kompensation,
- 5     2. ein nichtlineares Übersetzungsgetriebe oder
3. ein leistungsgesteigerter Elektromotor.

Für die erste Variante besteht eine vorteilhafte Lösung, in der Anordnung der Federkompensation in einem Aktor gemäß Figur 46. Das Antriebsritzel soll mit dem Abtriebsschneckenrad des E-Motors verbunden werden. Der Abtrieb erfolgt durch die Drehachse des Zahnradsegmentes.

Wesentlicher Unterschied zu anderen Anordnungen mit derartigen Übertotpunktfedern ist die Anlenkung der Feder zwischen zwei bewegten Getriebegliedern. Es findet somit keine Abstützung der Kompensationseinrichtung am Gehäuse statt. Dies hebt die Lösung einerseits von anderen bekannten Anordnungen ab und lässt aber auch eine umfassendere Anpassung der Kompensationskraft an die Kupplungskraftkennlinie zu.

20

Es gibt folgende alternative Anordnungsmöglichkeiten:

- 25     § Anstelle des innenverzahnten Zahnradsegmentes mit Druckfeder sind auch außenverzahnte Radsegmente oder Zahnstangen und Zugfedern einsetzbar.
- § Anstelle der exzentrischen Abstützung der Kompensationsfeder auf dem Zahnradsegment kann eine zur Drehachse zentrische Anbringung eingesetzt werden.

ξ Anstelle der zentrischen Orientierung der Kompensationsfeder kann eine exzentrische Anordnung den unterschiedlichen Kupplungskraftverläufen u.U. besser gerecht werden.

5 Der spezielle Effekt der Anordnung wird in Figur 47 veranschaulicht. Die resultierende Kompensationswirkung ist aus dem Diagramm der Figur 48 ersichtlich.

10 Die Feder wirkt zwischen dem Zahnradsegment (Abtrieb) und dem Ritzel (Antrieb). Zur Darstellung ist die relative Wirkung der Feder bezogen auf das Zahnradsegment gezeigt.

Zunächst wird von einer Selbsthemmung des Aktogetriebes ausgegangen. Sollte jedoch (vergleichbar mit EKM) nur eine Selbsthaltung angestrebt werden, so ist die Mittelstellung des Kompensationsmechanismus bei der Montage zu sichern. Es könnte sonst bei kleinen Auslenkungen des Mechanismus, z.B. durch Montagekräfte zu einem ungewollten Loslaufen kommen. Dies kann durch zusätzliche Maßnahmen vermieden werden. Gemäß Figur 49 wird die Kompensationsfeder mit zwei Anlenkpunkten zum Erreichen einer stabilen Mittelstellung angeordnet.

Die entsprechenden Momentenkennlinien einer Kompensationsfeder mit zwei Anlenkpunkten (Figur 49) zeigt Figur 50.

25 Die Erfindung eignet sich vorzugsweise für eine Kupplungsbetätigung für eine Kombikupplung oder alternativ für alle Kupplungsbetätigungen mit höheren Leistungsanforderungen und einseitiger Betätigungsrichtung bei EKM, ASG, USG, DKG und anderen.

Im folgenden wird eine alternative Montage/Demontage von Kupplungssystemen, insbesondere eine Montage einer USG-Kombikupplung bzw. einer Doppelkupplung, näher erläutert.

5

Die Kombikupplung des USG bzw. die Doppelkupplung des DKG wird von zwei Kupplungssystemen gebildet. Für die Montage ist bisher der folgende Ablauf vorgesehen:

1. Das ZMS wird mit der Kurbelwelle am Motorblock verschraubt.
- 10 2. Die Kupplungsscheibe (KS) der ersten Kupplung wird eingelegt.
3. Die übrigen Kupplungsteile werden in einem Block (inklusive der zweiten Kupplungsscheibe) an der Sekundärmasse der ZMS aufgeschraubt.
4. Abschließend wird das Getriebe auf den Motorblock gesteckt.

- 15 Die Aufgabe der Erfindung besteht darin, die Montage/Demontage von Motorblock, Kupplung und Getriebe zu verbessern. Besonders problematisch ist das Aufsetzen des Getriebes auf den Motorblock. Bei dieser Operation müssen zwei verzahnte Getriebeeingangswellen in die Naben der jeweiligen Kupplungsscheiben aufgesteckt und das Pilotlager eingeschoben werden.

20

§ Die Kombikupplung des USG weist eine und die Doppelkupplung des DKG sogar zwei zugedrückte Kupplungen auf. Da die Kupplungsscheibe KS von zugedrückten Kupplungen während der Montage nicht von der Druckplatte geklemmt werden, ist das Einstecken der Getriebewellen in die Kupplungsnabe nur mit zusätzlichen Montagehilfen denkbar.

25

§ Ein weiteres allgemeines Problem ist, dass bei der Montage des Getriebes auf den Motorblock eine relativ große Masse gehandhabt werden muss. Es kann zu Stößen zwischen der Getriebeeingangswelle



und den Kupplungsteilen und somit zu nicht erkannten Beschädigungen kommen.

5 Eine erfindungsgemäße Lösung besteht darin, dass die Kupplung nicht direkt auf die Kurbelwelle, sondern auf das Getriebe montiert wird. Die Kupplung (ca. 20kg) ist gegenüber dem Getriebe (40kg) leichter und kann besser während der Fügeoperation gehandhabt werden. Es wird deshalb vorgeschlagen zuerst die Kupplung (mit beiden Kupplungsscheiben) und die Sekundärmasse des ZMS auf das Getriebe zu fügen. Um die Kupplung auf dem Getriebe während der  
10 Montage radial zu halten ist das Pilotlager in die Kupplungsteile integriert.

Variante I: Kupplung axial an der Kupplungsglocke fixiert (Figur 51 bis 54)

15 Es wird ein Block bestehend aus dem Sekundärteil des ZMS, dem Kupplungssystem und dem Ausrücksystem in die Kupplungsglocke montiert. Diese gesamte Einheit wird in der Kupplungsglocke axial fixiert. Der hierfür vorzusehende Verschluss dient ebenfalls zur Verdrehsicherung des Ausrücksystems. Der elektrische Anschluss eines EZA kann hier ebenfalls als Steckverbindung integriert werden.

20

Auf die Motorwelle wird die Primärmasse mit dem abgedichteten Bereich des ZMS befestigt. Bei der Montage von Motorblock und Getriebe erfolgt die Verbindung der ZMS Teile. Hierbei sind eine Zentrierung und eine Momentenübertragung vorzusehen.

25

Die axiale Reaktionskraft zur Ausrückkraft wird über den Kupplungsdeckel abgestützt. Zwischen den Teilen des ZMS kann deshalb ein Gleitlager ohne axiale Fixierung vorgesehen werden.

Bei der Demontage kann auf herkömmliche Weise das Getriebe vom Motorblock getrennt werden. Hierbei ist nur ein relativ geringer axialer Weg zurückzulegen. Dies ist besonders für Front-Quer-Einbauten vorteilhaft. Eine Beschädigung von Teilen ist damit unwahrscheinlich. Anschließend ist der Verschluss zwischen Ausrücksystem und Kupplungsglocke lösbar. Ein Wechsel einzelner Kupplungsscheiben ist dann durch weitere Demontage der Kupplung denkbar.

10 Folgende Alternativen sind denkbar:

ξ Es kann auch das ZMS anders geteilt werden oder das gesamte ZMS wird in den Kupplungsblock integriert. Mehr Ausführungen hierzu sind in den Figuren 56 bis 59 der Variante II gezeigt.

15 ξ Die axiale Fixierung des Deckels in der Kupplungsglocke kann auch für Doppelkupplungen oder konventionelle Einkupplungssysteme angewendet werden.

20 ξ Durch die Verlagerung des axial abstützenden Wälzlagers in den Kupplungsdeckel können im Innenbereich des ZMS Öffnungen für einen axialen Luftstrom vorgesehen werden (Figur 54).

Variante II Kupplung axial an der Kurbelwelle fixiert

25 In die Kupplungsglocke wird das Ausrücksystem gefügt. Ein block aus Sekundärmasse und Kupplung wird in die Kupplungsglocke gesteckt.

Die Primärmasse des ZMS wird als einzelnes Teil auf der Kurbelwelle verschraubt. Wird nun das Getriebe mit der Kupplung auf den Motorblock

gefügt so wird die Verbindung von Primärmasse und Kupplungssystem hergestellt. Hierzu sind eine Zentrierung, eine Drehmitnahme und eine axiale Fixierung durch einen Verschluss (bei ziehender Betätigung) vorzusehen.

- 5 Bei der Demontage kann auf herkömmliche Weise das Getriebe vom Motorblock getrennt werden. Hierbei sind jedoch die Getriebeeingangswellen vollständig aus der Kupplung herauszuziehen. Anschließend ist der Verschluss zwischen Primärmasse und Kupplung lösbar.

- 10 Ein Wechsel einzelner Kupplungsscheiben ist dann durch weitere Demontage der Kupplung denkbar.

Alternativen:

- 15     § Es kann auch das ZMS anders geteilt werden oder das gesamte ZMS wird in den Kupplungsblock integriert (Figur 59).
- § Die Drehmitnahme kann auf einem größeren Durchmesser erfolgen (Figuren 56 und 57).
- 20     § Die axiale Fixierung zur Kurbelwelle kann entsprechend der Krafrichtung der Kupplungsbetätigungen ausgeführt werden. Treten z.B. nur Druckkräfte auf, so kann auf eine beidseitige Kraftabstützung verzichtet werden. Zu berücksichtigen sind die Axialschwingungen der Kurbelwelle.
- 25     § Für die axiale Fixierung im Außenbereich der Kupplung entsprechend kann auch eine Verschraubung vorgesehen werden. Die Montage der Schrauben kann vorteilhaft aus der Richtung des Motors erfolgen (Figur 57). Vor der Demontage des Getriebes können diese Schraubverbindungen gelöst werden. Die Kupplungsteile verbleiben in der Kupplungsglocke. Der notwendige Weg zum Abziehen des Getriebes vom Motorblock reduziert sich dadurch erheblich.

- ξ Die Anordnungen sind mit einem deckelfesten Ausrückssystem zu kombinieren.
- ξ Die Anordnungen sind für ein Kombikupplungssystem mit drückender und ziehender Betätigung möglich. Vor der Demontage des Getriebes muss dann aber eine Verbindungsstelle getrennt werden. Dies kann die Anbindung des Ausrückssystems oder entsprechend Figur 57 der Verschluss des Kupplungssystems sein.

Die Erfindung kann bei USG Kombikupplungen oder Doppelkupplungen und allen sonstigen Kupplungsanordnungen (besonders mit Pilotlager)vorteilhaft angewendet werden.

Im folgenden wird auf die thermische Überlastung des Kupplungssystems eingegangen.

#### Problematik

Der Wärmehaushalt einer trockenen Reibkupplung stellt sich bei hohen Leistungseinträgen problematisch dar. Besonders bei der Lastschaltkupplung eines USG ist eine thermische Überlastung zu befürchten. Die Verhältnisse können durch folgende Punkte beschrieben werden.

- ξ Die Bauteile (besonders Reibbelag) weisen eine eingeschränkte Temperaturbeständigkeit auf.
- ξ Der Energieeintrag ist im Verhältnis zu dem nutzbaren Bauraum sehr hoch.
- ξ Die Wärmeabfuhr an die Umgebung ist zu gering.

Ansatzpunkt für eine Lösung bieten die besonderen Verhältnisse an der Druckplatte.

- ξ Die Druckplatte weist z.B. gegenüber dem Schwungrad eine kleinere Wärmekapazität auf.
- 5 ξ Der Wärmefluß zu den umgebenden Teilen ist relativ gering.
- ξ Der Wärmeübergang zur Luft im Innenraum der Kupplungsglocke ist schwach.

10 Durch die zu erwartende starke Erwärmung der Druckplatte ist eine Begrenzung für den Kupplungsbetrieb gesetzt!

#### Lösung

15 Die Druckplatte soll aufgabengemäß mit einem geringeren Anteil der auftretenden Reibenergie beaufschlagt werden.

20 Eine Lösungsmöglichkeit hierfür ist die auftretende Reibleistung zu ungleichen Teilen an den beiden Reibflächen auftreten zu lassen. Wobei an der Druckplatte der geringere Reibleistungsanteil erscheinen soll. Realisiert werden kann dies durch die unterschiedliche Wahl der Reibparameter an zwei Reibseiten der Kupplungsscheibe.

#### Funktionsbeschreibung

25 Die Reibleistung wird durch das auftretende Moment und die Relativgeschwindigkeit bestimmt. Bei den angestrebten Kupplungskonstruktionen sind die Geschwindigkeitsverhältnisse an beiden

Reibseiten gleich. Die Lösung ist somit nur durch ungleiche Reibmomente zu erreichen.

- Das Reibmoment hängt wiederum von dem wirksamen Reibradius, der Anpresskraft und dem Reibwert ab. Eine Ausnutzung der Reibwertverhältnisse wird als aussichtsreiche Variante angesehen. Ist der Reibwert an der druckplattenseitigen Reibfläche der Kupplungsscheibe geringer als an der zum Schwungrad zeigenden so tritt ein entsprechendes Verhältnis der Reibleistung auf. Die positive Folge ist, dass ein kleinerer Energiebetrag in die Druckplatte als in das Schwungrad eingeleitet wird. Somit wird sich die Druckplatte auch nur in geringerem Maße erwärmen.

Zur Realisierung der gewünschten Reibwertverhältnisse gibt es mehrere Möglichkeiten um den Reibwert an der Druckplattenseite geringer zu halten:

- 15      § Die Kupplungsscheibe hat auf ihren zwei Seiten verschiedene Reibbeläge mit unterschiedlichen Reibwerten.
- 20      § Die Beläge der Kupplungsscheibe sind beidseitig gleich, aber durch zwei Reibpartner mit unterschiedlichen Eigenschaften ergibt sich die beabsichtigte Reibwertdifferenz. Es können z.B. Druckplatte und Schwungrad aus Stahl bzw. Aluminium kombiniert werden.
- 25      § Die Beläge der Kupplungsscheibe sind beidseitig gleich. Die Reibpartner weisen aber eine solche Temperaturabhängigkeit auf, dass bei steigender Temperatur ein geringerer Reibwert auftritt. Ergibt sich im Betrieb der Kupplung an der Druckplatte erwartungsgemäß eine höhere Temperatur als am Schwungrad, so stellt sich der gewünschte Reibwertunterschied ein.
- § Die Kupplungsscheibe hat auf ihren zwei Seiten verschiedene Reibbeläge. Die Reibpartner der Schwungradseite weisen eine solche Temperaturabhängigkeit auf, dass bei steigender Temperatur ein

höherer Reibwert auftritt. Ergibt sich im Betrieb der Kupplung erwartungsgemäß eine höhere Temperatur an den Reibstellen und bleibt der Reibwert der Drucklattenseite geringer, so stellt sich der gewünschte Reibwertunterschied ein.

- 5        ξ    Kombinationen der genannten vier Varianten sind realisierbar.

Alternative:

- 10        Werden Kühlmaßnahmen an der Druckplatte durchgeführt, kann u.U. auch die umgekehrte Reibleistungsverteilung angestrebt werden. So kann dann z.B. eine höhere Temperatur der Druckplatte durch die höhere Temperaturdifferenz zu einer insgesamt besseren Wärmeableitung des Kupplungssystems führen.

- 15        Voraussetzung ist jedoch die Temperaturbeständigkeit des Reibbelages an der jeweiligen Reibseite.

Simulationsrechnungen

- 20        Für die Lastschaltkupplung des USG-Prototypen ist ein Simulationsmodell erstellt worden. Mit dieser Möglichkeit kann die Wirkung der veränderten Reibwerte gezeigt werden.

- 25        Die Reibwerte wurden einmal mit konstantem Verhältnis 1/1 und einmal mit einem Verhältnis 0.7/1 angenommen. Als Belastung wurde eine mehrfache Maximalbeschleunigung des Fahrzeuges auf Tempo 100km/h angenommen.

Deutlich erkennbar ist die Reduzierung im Verlauf der Druckplattentemperatur ( Kurve K1). Die Temperaturen des Schwungrades sind hingegen nur gering angestiegen ( Kurve K2).

- 5 Es werden nachfolgend erfindungsgemäße Strategien für ein ASG/ASG III Schaltungen oberhalb der Lastschaltkupplung bei USG Getrieben erläutert.

### Entstehung der Erfindung

- 10 Folgende Aufgabe war zu lösen:

Sowohl aus konstruktiven Gründen als auch aus Überlegungen zur thermischen Belastung der Lastschaltkupplung (LSK) bei einem USG Getriebe kann es vorteilhaft sein, wenn die Gangstufe, an der sich die Lastschaltkupplung befindet, nicht das niedrigste Übersetzungsverhältnis im Getriebe hat. Ein

- 15 aktuelles USG Projekt geht z.B. von einem 6 Gang Inline-Getriebe mit Lastschaltkupplung am 5. Gang aus (siehe Figur 61). Prinzipbedingt können Schaltungen in Gänge größer als der Gang mit der Lastschaltkupplung nicht zugkraftunterstützt geschaltet werden. Im einfachsten Fall würde man die Gänge oberhalb der Lastschaltkupplung mit einer Sperrsynchonisierung wie
- 20 beim Handschaltgetriebe ausstatten und damit zugkraftunterbrechende Schaltungen durchführen. Alternativ dazu gibt es die Möglichkeit, anstatt der Synchronisierungen sogenannte „kegelige Reibeinrichtungen“ (KR) einzubauen, was im wesentlichen einer verstärkten Synchronisierung ohne

- 25 Sperrmechanismus entspricht. Damit sind zugkraftunterstützte Schaltungen, sogenannte ASG III Schaltungen, möglich. Das System benötigt hierzu allerdings die Fähigkeit, zwei Gänge gleichzeitig schalten zu können. Ungeklärt ist bisher, wie mit der vorhandenen Konfiguration ASG bzw. ASGIII Schaltungen vom Gang der Lastschaltkupplung in einen Gang oberhalb der Lastschaltkupplung durchgeführt werden können. Dabei stellt die kombinierte



Kupplungsaktorik, bei der immer nur entweder Anfahr- oder Lastschaltkupplung gesteuert werden können, eine wichtige Einschränkung dar.

Im folgenden wird sowohl eine Schaltablauf-Strategie für eine ASG Schaltung  
5 als auch für eine ASG III Schaltung dargestellt.

### ASG Schaltung

Der Ablauf einer konventionellen ASG Schaltung ist der Folgende:

10

Zuerst wird der Triebstrang mit Hilfe der Anfahrkupplung getrennt, dann die Eingangswelle mit Hilfe der Synchronvorrichtung auf die Zieldrehzahl des neuen Ganges gebracht und schließlich durch Schließen der Anfahrkupplung wieder mit dem Triebstrang verbunden.

15

Für das hier untersuchte USG System sind zwei wesentliche Unterschiede zum konventionellem ASG vorhanden:

20

Der erste Unterschied liegt im Vorgang der Triebstrang-Trennung. Beim ASG wird zuerst die Anfahrkupplung geöffnet und erst bei geöffneter Anfahrkupplung der alte Gang ausgelegt. Beim USG wird die Lastschaltkupplung geöffnet und damit sowohl der Gang ausgelegt als auch der Motor vom Abtrieb getrennt. Um die Eingangswelle vom Motor zu trennen muss zusätzlich die Anfahrkupplung geöffnet werden. Bei einem USG mit Kombikupplung kann dieser Vorgang erst  
25 nach dem Öffnen der Lastschaltkupplung erfolgen. Die Zeit für das Öffnen der Anfahrkupplung beeinflusst deshalb wesentlich die Dauer der Zugkraftunterbrechung. Das Öffnen der Anfahrkupplung kann so schnell wie möglich erfolgen, da es keinen Einfluss auf den Abtrieb hat.

Der zweite Unterschied zwischen ASG und USG liegt in der Bewegung der Schalt/Wählaktuatorik. Der Schaltfinger beim ASG wird während der Zugkraftunterbrechung vom alten Gang herausbewegt und an die

- 5 Synchronposition des neuen Ganges gefahren. Beim USG befindet sich der Schaltfinger in Neutralposition und kann schon während des Momentenabbaus kurz vor die Synchronposition des neuen Ganges gefahren werden. Damit ergibt sich beim USG keine Zeitverzögerung während der Zugkraftunterbrechung durch eine Wählbewegung des Aktors. Die Figur 62
- 10 zeigt den Ablauf der ASG Schaltung als Flussdiagramm.

Grundsätzlich wäre es bei der USG Schaltung mit den beiden obigen Ansätzen auch denkbar, noch während des Trennens des Motors von der Eingangswelle ein Synchronmoment anzulegen. Dazu müsste die Synchronisierung

15 entsprechend robust konstruiert werden. Die Zugkraftunterbrechung bleibt dabei aber trotzdem erhalten.

### ASG III Schaltung

- Während beim ASG III üblicherweise der Schaltaktor des auszulegenden
- 20 Ganges vorgespannt wird, damit er bei Momentengleichgewicht zwischen Motor und kegeliger Reibeinrichtung aus dem Gang gezogen werden kann, muss bei der USG Konfiguration die LSK im geeigneten Moment geöffnet werden. Das übertragbare Moment der LSK kann bereits während des Momentenabbaus verringert werden, um ein schnelleres Öffnen der LSK bei Erreichen des
- 25 Momentengleichgewichts zu erreichen. Dabei muss sichergestellt sein, dass das übertragbare Moment immer über dem übertragenen Moment liegt.

Zum Erreichen des Momentengleichgewichts muss das Motormoment zeitlich abgestimmt mit dem ansteigenden Moment der kegeligen Reibeinrichtung

abgesenkt werden. Der Punkt des Momentengleichgewichts ist aus einem Maximum der Motordrehzahl (Beschleunigung Motor = 0) zu bestimmen. Wird die LSK bei noch nicht vollständiger Momentenfreiheit geöffnet, erfährt der Abtrieb einen Momentensprung, der als Stoß spürbar ist.

5

Nach dem Ausspuren des 5. Ganges durch Öffnen der LSK sind Getriebeeingangswelle und Motor immer noch über die geschlossene Anfahrkupplung miteinander verbunden. Für den weiteren Verlauf der Schaltung ergeben sich nun 2 Möglichkeiten:

10

1. Ist die kegelige Reibeinrichtung robust genug konstruiert, kann man mit ihr sowohl Getriebeeingang als auch Motor synchronisieren. Dazu wird das Motormoment auf das maximale Schleppmoment abgesenkt und bei Erreichen der Synchrondrehzahl wieder auf das Gleichgewichtsmoment erhöht. Normalerweise ist dies bei einem ASG III Getriebe nicht vorgesehen, aufgrund des kleinen Übersetzungssprungs bei 5-6 Schaltungen und der daraus resultierenden kleinen zu synchronisierenden Drehzahldifferenz erscheint diese Variante aber möglich. Ein Vorteil dieser Variante ist, dass Eingangswelle und Motor gleichzeitig synchronisiert werden und damit das Synchronisieren von Motor und Anfahrkupplung während des Momentenaufbaus wegfällt. Nachteilig ist die längere Synchronisierzeit. Schwierig wird auch die Steuerung des Motormoments, da sie wahrscheinlich vorhandene Schwankungen des Moments der kegeligen Reibeinrichtung ausgleichen muss. Die Figur 63 zeigt den Schaltablauf als Flussdiagramm.

15

20

25

2. Durch Öffnen der Anfahrkupplung kann die Einganswelle vom Motor getrennt werden. Damit muss nur die Getriebeeingangswelle synchronisiert werden, der Motor wird dann, entsprechend zum konventionellen ASG während des Momentenaufbaus eingefangen. Der Vorgang des Synchronisierens der GE-Welle erfolgt ähnlich wie beim ASG III System. Das Kupplungsmoment der Anfahrkupplung wird so

30

lange rampenförmig abgesenkt, bis sich die Getriebeeingangswelle vom Motor löst. Danach wird diese durch geeignete Steuerung synchronisiert. In der Figur 64 ist der Ablauf dieser Variante als Flussdiagramm dargestellt.

5

Denkbar sind natürlich auch Mischungen dieser 2 Varianten, also z.B. grobe Synchronisierung nach Variante 1, danach feinere Synchronisierung mit Variante 2. Der dabei entstehende kleine Schlupf an der Anfahrkupplung kann dann relativ leicht abgebaut werden.

10

Die Reaktionszeit der Anfahrkupplung bei Variante 2 bis zum Erreichen des Moments der kegeligen Reibeinrichtung ist nicht als kritisch anzusehen, da ja bis zu diesem Zeitpunkt nach Variante 1 synchronisiert wird.

- 15 Zur Darstellung der Schaltstrategien wurde mit ein Dreimassenmodell des Fahrzeugs implementiert (Figur 65). Die Struktur entspricht einer seriellen USG Struktur und nicht einer Parallelstruktur. Für die Betrachtungen hier ist dieser Unterschied nicht relevant. Lediglich die zusätzliche Trägheit  $J_2$  bei betätigter Lastschaltkupplung entspricht nicht ganz der Struktur, da die Trägheiten der
- 20 beiden Wellen im Getriebe nicht gleich sein werden.

Folgende Parameter wurden für das Modell angesetzt:

$$J_1 = 0.2 \text{ kgm}^2$$

$$J_2 = 0.008 \text{ kgm}^2$$

25  $J_3 = 100 \text{ kgm}^2$

$$i_5 = 1$$

$$i_6 = 0.8$$

$$i_D = 4$$

$$M_{\text{Mot}} = 100 \text{ Nm}$$

$$M_{\text{KR}} = 50 \text{ Nm (für ASG III)}$$

- Die Steuerung der Momente in der Simulation erfolgt über rampenförmige Anforderungen an Motor, Kupplung und Synchronisierung/KR. Das Modell beinhaltet keine Modellierung der Aktorik mit Zeitverzögerung und PT1 Verhalten. Außerdem werden keine Regler für die Synchronisierung verwendet. Die Synchronisierung erfolgt durch Anpassung der Rampen und Umschaltzeiten. Die Steigungen der Rampen sind nur qualitativ zu verstehen, im wirklichen Fahrzeug werden sie durch Komfortanforderungen sowie Einschränkungen der Verstellgeschwindigkeit der Aktoren und der Dynamik des Motors bestimmt. Außerdem wird der Einfluss eines Fahrwiderstands vernachlässigt.
- 15 Die Simulation der ASG Schaltung zeigt, dass bereits durch das Öffnen der LSK volle Zugkraftunterbrechung am Abtrieb besteht (Figur 66). Die Bewegung des Schaltaktors wurde von Dyfasim nicht simuliert. In der Figur 66 wurde aber eine mögliche Bewegung eingezeichnet, um zu zeigen, dass bereits während des Momentenabbaus in Richtung Synchronposition gefahren werden kann.
- 20 Bei der Simulation der ASG III Schaltung (Figuren 67 und 68) ist zu beachten, dass aufgrund der Übersetzung  $i_6 = 0.8$  das Moemtengleichgewicht zum Auslegen des 5. Ganges erreicht ist, wenn  $M_{\text{Mot}} = M_{\text{KR}}/i_6$  ist.
- 25 Im folgenden wird eine USG Schaltung bei schlupfender Anfahrkupplung gemäß der vorliegenden Erfindung erläutert.

Folgende Aufgabe war zu lösen:

Nach einer Bremsung des USG durch die Fahrzeugbremsen oder durch eine Steigung muß die Anfahrkupplung bei zu geringer Motordrehzahl schlupfen bzw. öffnen, um ein Abwürgen des Motors zu verhindern. Befindet sich das Getriebe dabei im Zustand „Neutral“ (z.B. während einer Schaltung) kann beim nachfolgenden Wiederbeschleunigen kein Gang eingelegt werden, da bei schlupfender Anfahrkupplung die Drehzahl der Eingangswelle nicht bekannt ist und somit eine Synchronisierung des Ganges nicht möglich ist. Bei einer Kombi-Kupplung, bestehend aus Anfahr- und Lastschaltkupplung, können außerdem nur bei geschlossener Anfahrkupplung Zugschaltungen erfolgen.

Zur Lösung der oben genannten Aufgabe sind grundsätzlich zwei verschiedene Situationen zu unterscheiden:

1. Die Geschwindigkeit des Fahrzeugs ist so gering, dass der 1. Gang eingelegt werden kann.

Diese Situation entsteht, wenn der Fahrer abbremst und fast bis zum Stand kommt. Da beim USG Getriebe der 1. Gang in der Regel mit einer Synchronisierung ausgestattet ist, kann hier wie auch beim ASG die Anfahrkupplung geöffnet werden, der Gang synchronisiert werden und danach ein normaler Anfahrvorgang eingeleitet werden.

2. Die Geschwindigkeit des Fahrzeugs ist zu groß, um den 1. Gang einzulegen.

Diese Situation entsteht, wenn der Fahrer sehr stark abbremst und während einer Rückschaltung die Leerlaufdrehzahl des Motors unterschreitet, z.B. bei einer 4-3 Rückschaltung, danach der Fahrer aber wieder beschleunigen möchte. Im Getriebe ist in diesem Fall noch der alte Gang eingelegt oder es befindet sich in Neutral. Eine Rückschaltung in den 1. Gang ist dann aufgrund der zu hohen Geschwindigkeit

nicht mehr möglich. Da die Anfahrkupplung schlupft ist auch eine USG Schaltung in einen Gang ohne Synchronisierung nicht mehr möglich.

Für diese 2. Situation ergibt sich folgende Lösungsmöglichkeit:

5

Nach dem Abbruch der Schaltung wird bei noch eingelegtem Gang die Anfahrkupplung vollständig geöffnet und der Gang ausgelegt. Befindet sich das Getriebe in Neutral kann der Schlupf durch Schließen der Anfahrkupplung (AK) abgebaut werden. Die geringe zusätzliche Trägheitsmasse der Eingangswelle wird vom

10

Leerlaufregler des Motors kompensiert und wird die Motordrehzahl nicht drücken.

Wenn sichergestellt ist, dass die Motordrehzahl nach der Synchronisierung auf den Zielgang größer als die Leerlaufdrehzahl bleibt und damit die AK nicht

schlupfen muß (über Schaltkennlinie), kann eine USG Rückschaltung „Neutral „Gang“ erfolgen. Im Flußdiagramm (Fig. 69) wird der Ablauf noch einmal darge-

15

stellt.

Prinzipiell könnte eine solche Strategie auch im Schubbetrieb des Fahrzeugs angewendet werden. Solange der Fahrer keine Zugkraft wünscht, wird die Anfahrkupplung geöffnet, das Fahrzeug „segelt“. Bei Zugkraftanforderung durch den

20

Fahrer wird bei geändertem Gangwunsch nach obigem Prinzip geschaltet. Mit diesem Prinzip kann man die schlecht steuerbaren und unkomfortablen Schubrückschaltungen umgehen.

Im folgenden werden Erläuterungen zu in der obigen Beschreibung gegebenenfalls verwendeten Abkürzungen beziehungsweise Begriffen gegeben:

Abkürzung	Bedeutung
AK	Automatisierte Kupplung
ASG	Automatisiertes Schaltgetriebe
Back out	Schnelle Rückstellung der Motordrosselklappe
CAN	Controller Area Network
DKG	Doppelkupplungsgetriebe, wird auch als PSG
Drop off	Abschaltspannung
EEC	Electronic Engine Control
EEPROM	Electrically Erasable and Programmable Read Only Memory
EKM	Elektronisches Kupplungsmanagement
EPDM	Dichtungswerkstoff (Ethylen-Propylen-Dien-Polymer)
GA	Getriebeausgangswelle
GE	Getriebeeingangswelle
GP	Greifpunkt, auch Tastpunkt einer automatisierten Kupplung
GZ	GeberZylinder
KME	Überanpassungsfaktor bezogen auf das Motormoment
LSK	Lastschaltkupplung
NTC-Sensor	Temperatursensor mit negativem Temperaturkoeffizienten
NZ	NehmerZylinder
PTL	Peak Torque Limiter (Spitzendruckbegrenzer)
PWM	pulsweitenmoduliert
ROM	Read Only Memory
RT	Raumtemperatur
SAC	Selbstnachstellende Kupplung (Selfadjusting Clutch)
Tipp in	schnelles Öffnen der Motordrosselklappe
USG	Unterbrechungsfreies Schaltgetriebe
ZMS	Zweimassenschwungrad



LuK Lamellen und Kupplungsbau  
Beteiligungs KG  
Industriestraße 3  
77815 Bühl

GS 0554 DE

### Zusammenfassung

- 5 Die Erfindung betrifft ein Verfahren, eine Vorrichtung und deren Verwendung zum Betrieb eines Kraftfahrzeuges, insbesondere mit einem Antriebsmotor einer Kupplung und/oder einem unterbrechungsfreien Schaltgetriebe im Antriebsstrang.

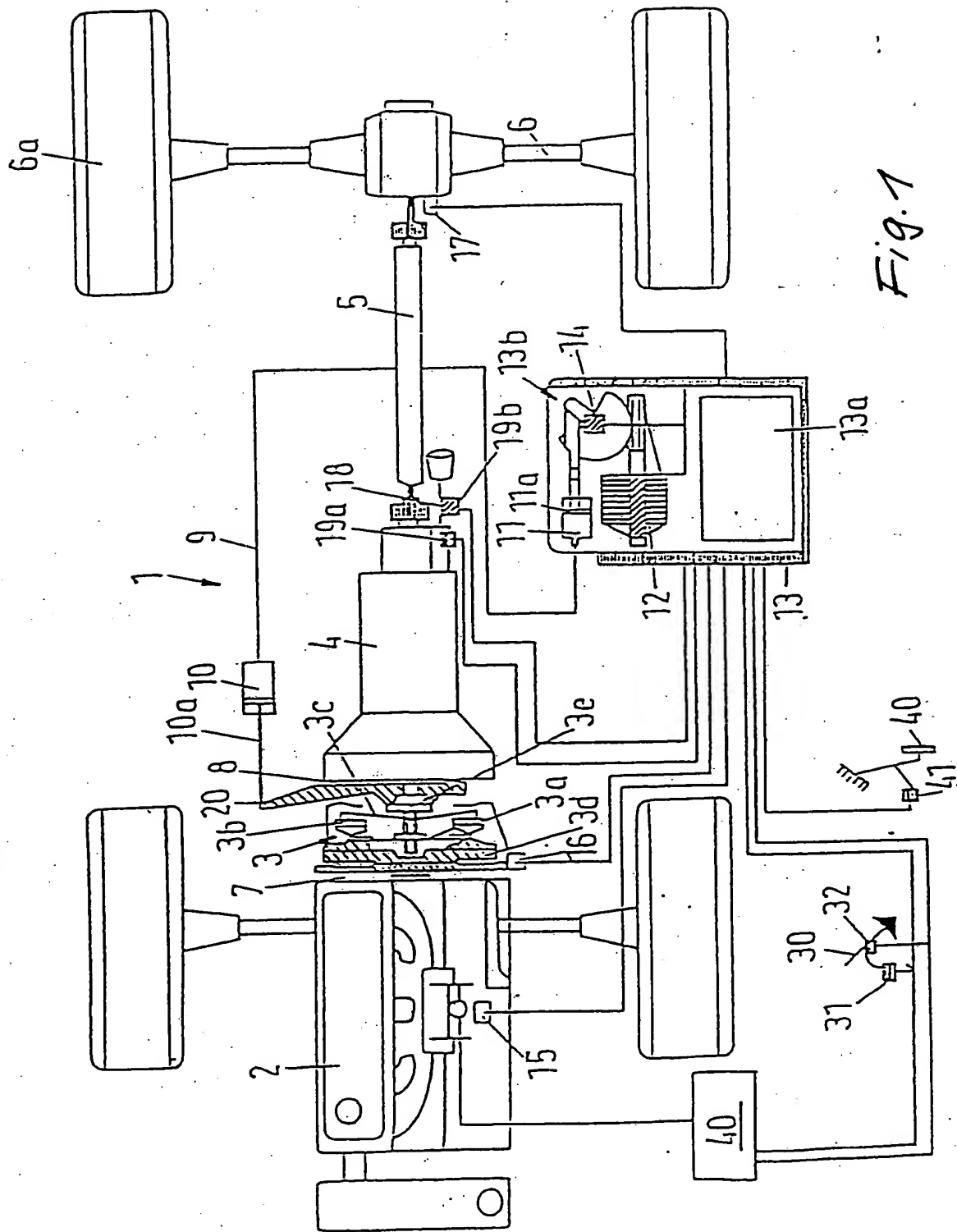


Fig. 1

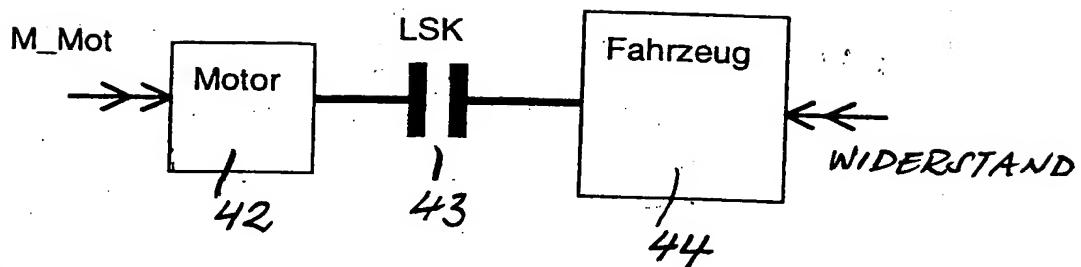


Fig. 2

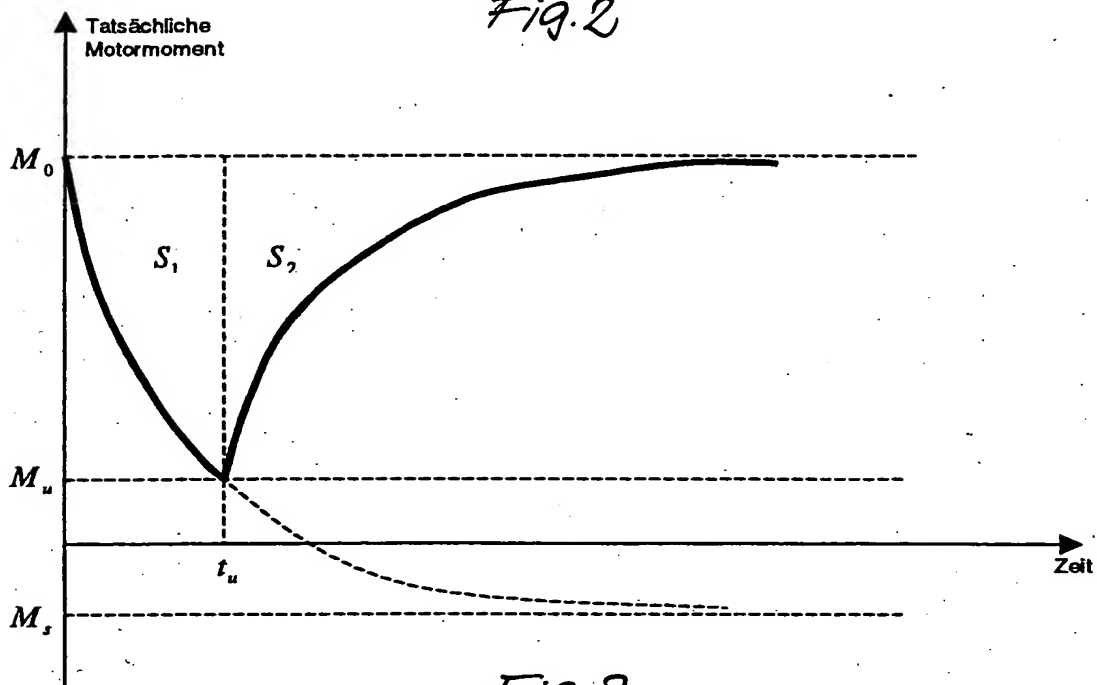
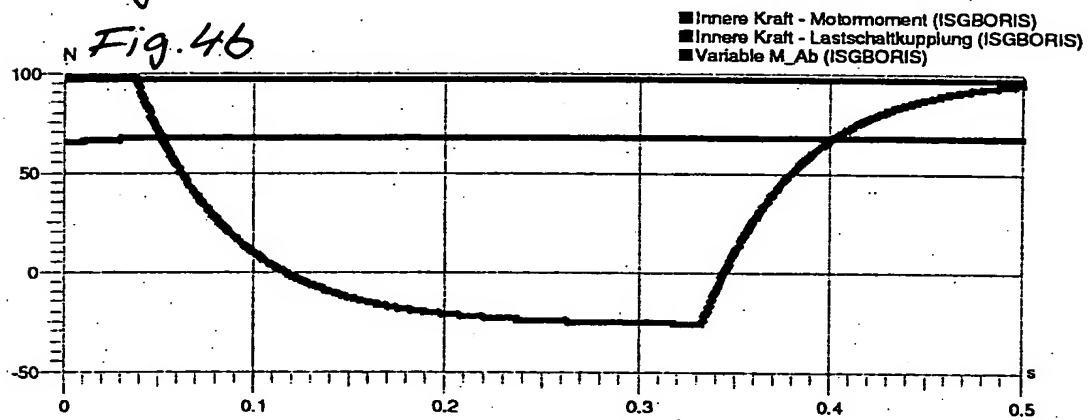
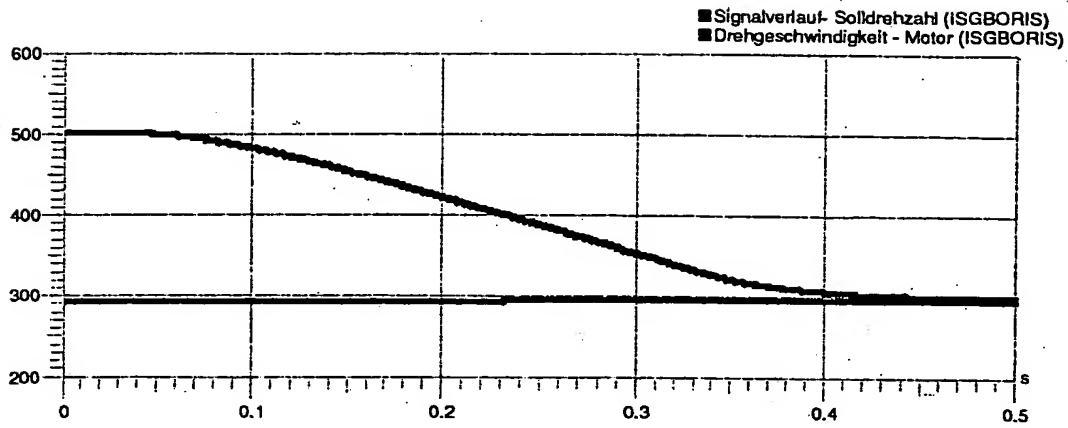
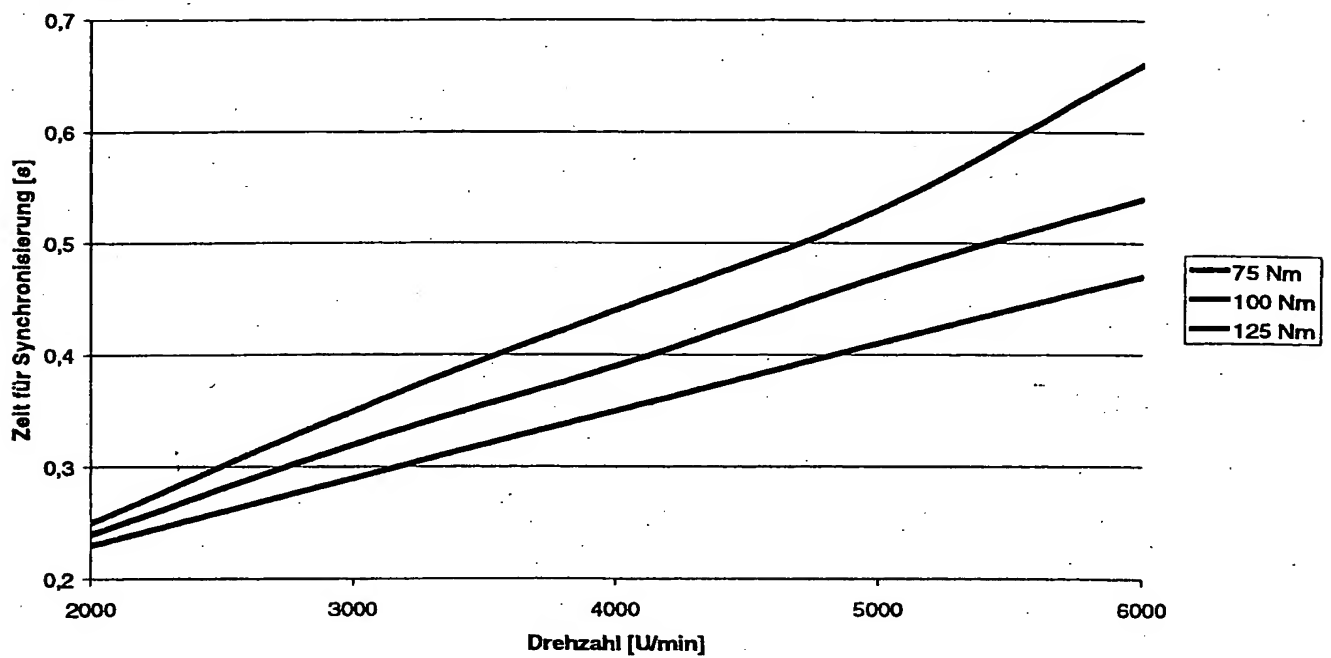


Fig. 3



Drehzahl- und Momentenverläufe bei der optimalen Motorsteuerung.

Fig. 5 Synchronisierung eines USG durch optimale Motor-Steuerung.



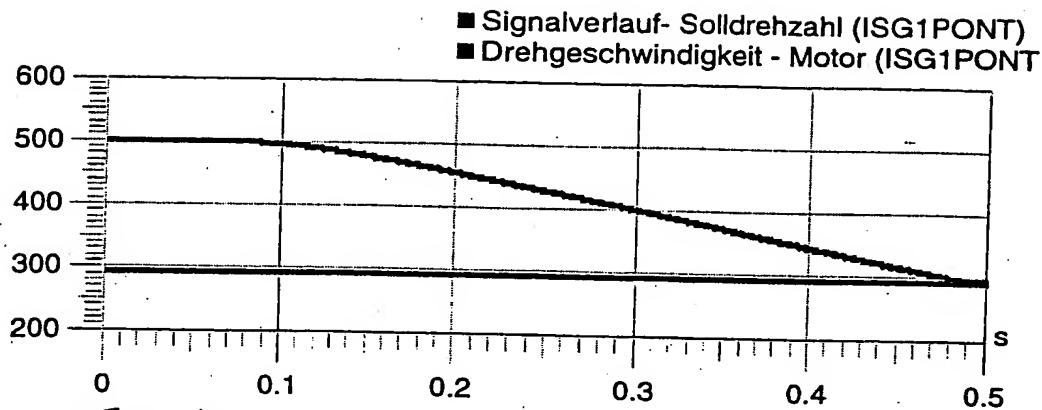


Fig. 6a

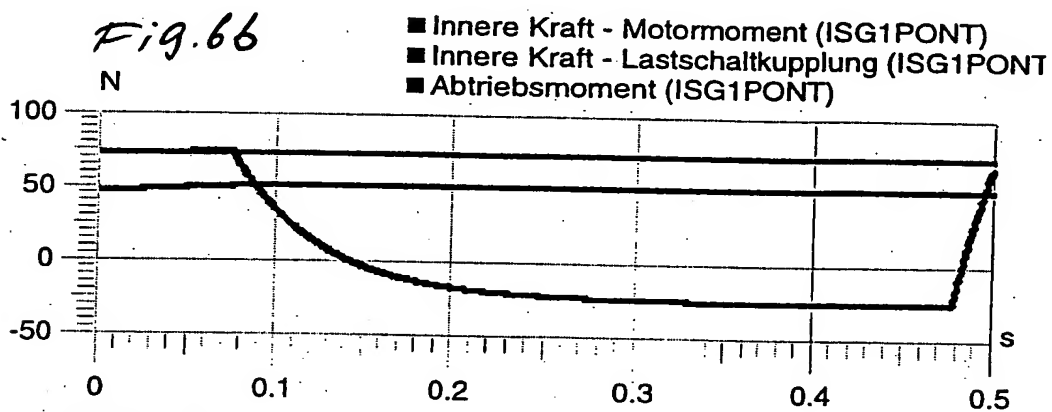
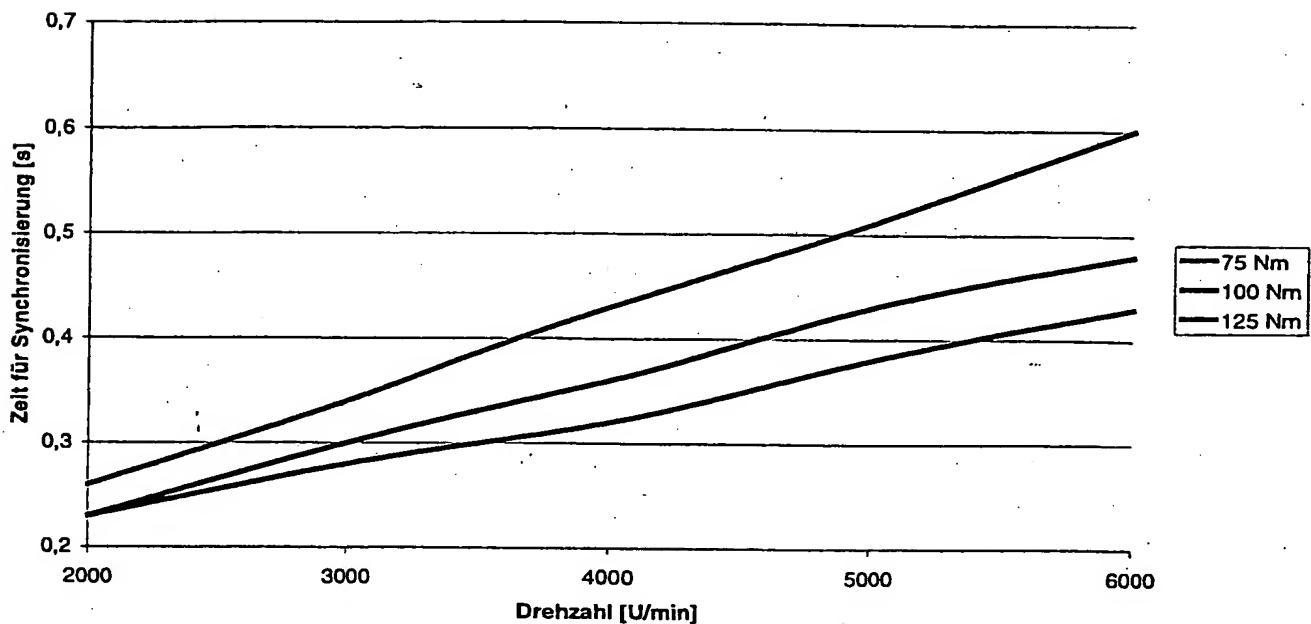


Fig. 6b

Fig. 7

Synchronisierung eines USG durch optimale LSK- und Motor-Steuerung.  
(Begrenzung für LSK: 30 Nm/s)



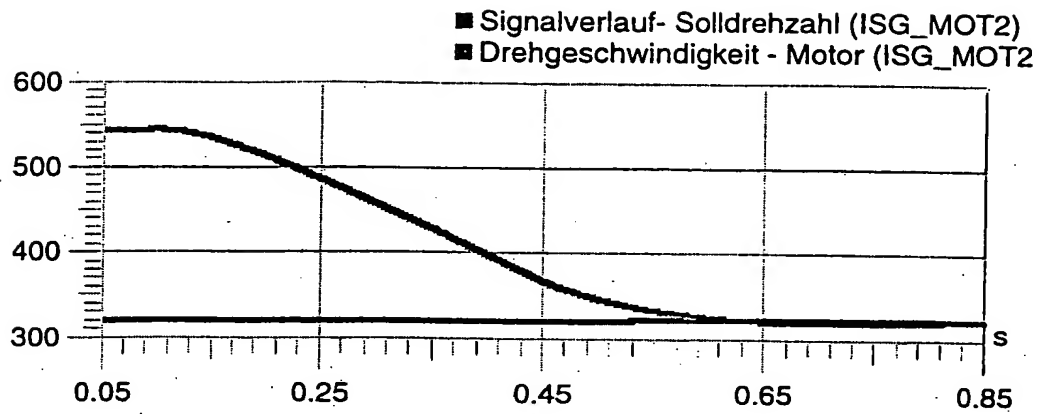


Fig. 9a

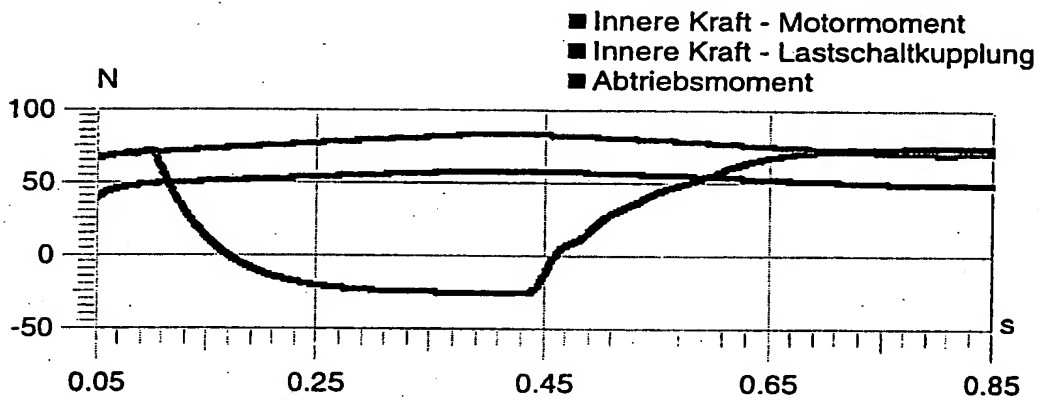


Fig. 9b

Synchronisierung eines USG durch LSK- und Motor-Regelung.  
 (Begrenzung für LSK: 30 Nm/s)

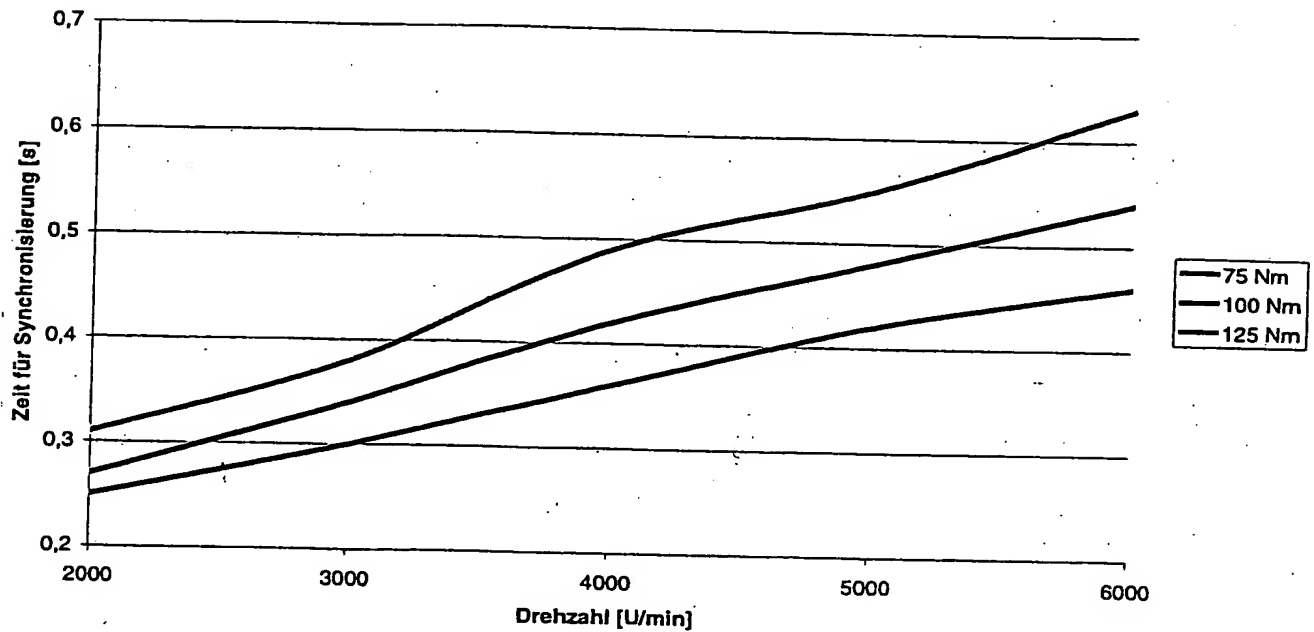


Fig. 10

Eine Abschätzung der für Synchronisierung mit USG nötigen Zeit.

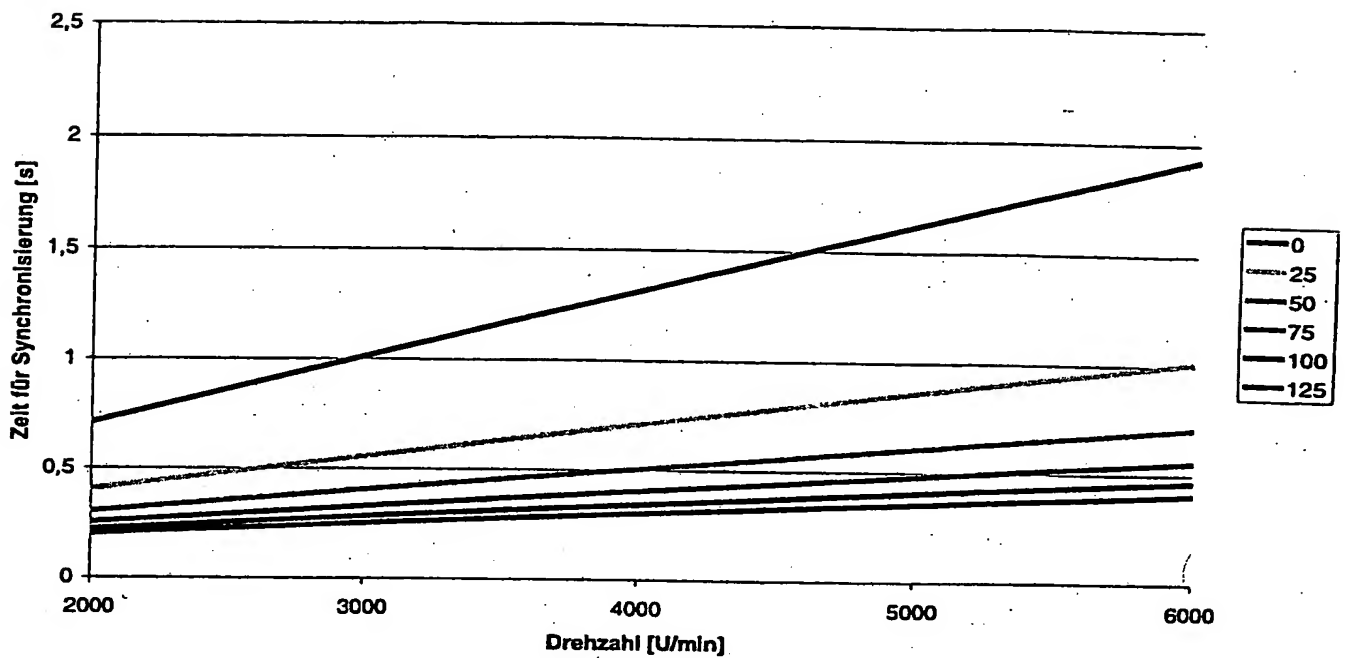


Fig. 8

Synchronisierung eines ISG durch LSK- und Motor-Regelung.  
(Begrenzung für LSK: 30 Nm/s). Totzeit des Motors: 0.1 s.

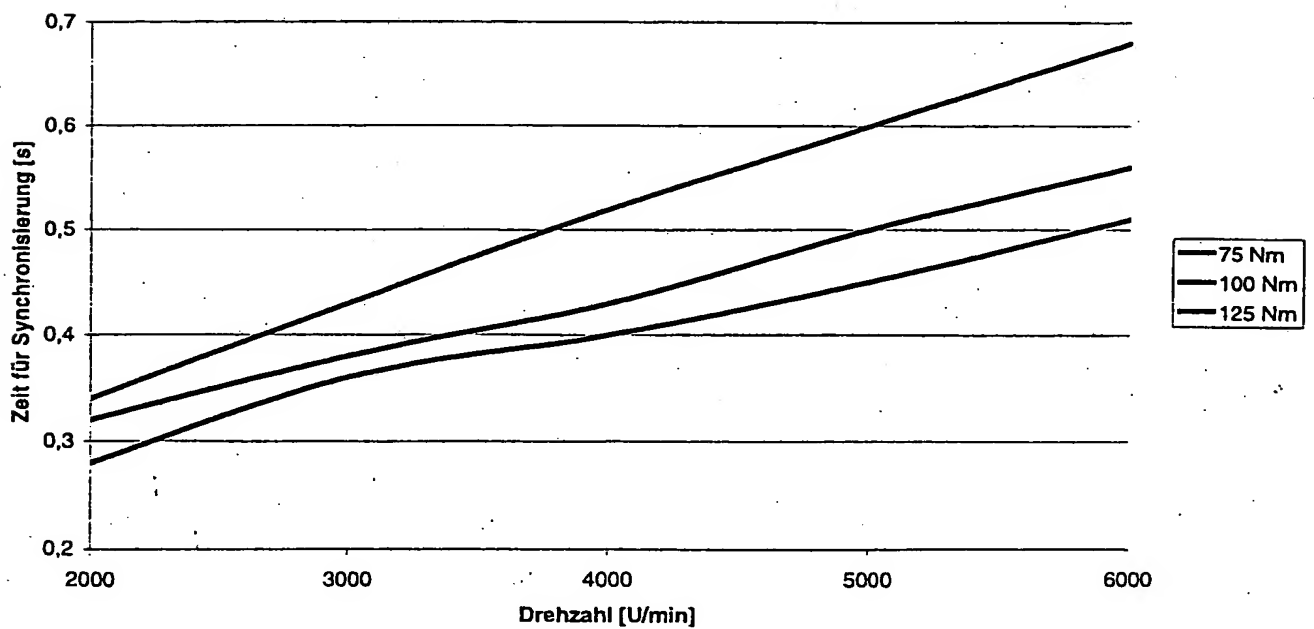


Fig. 11

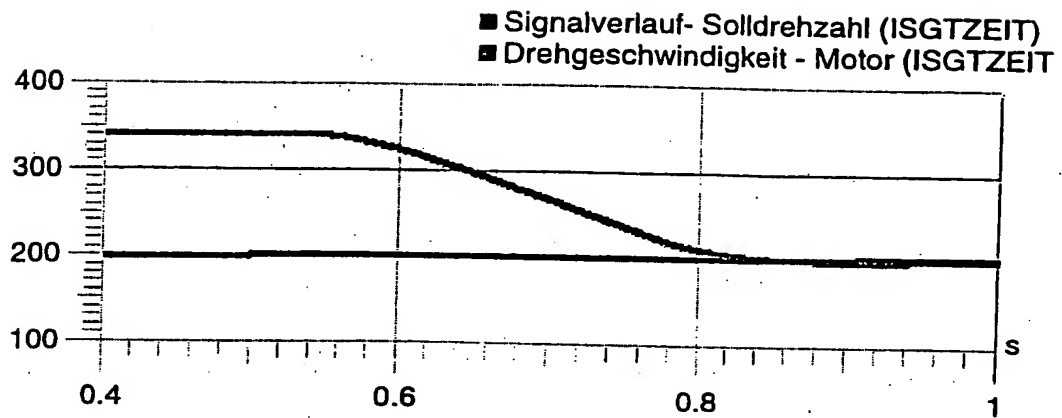
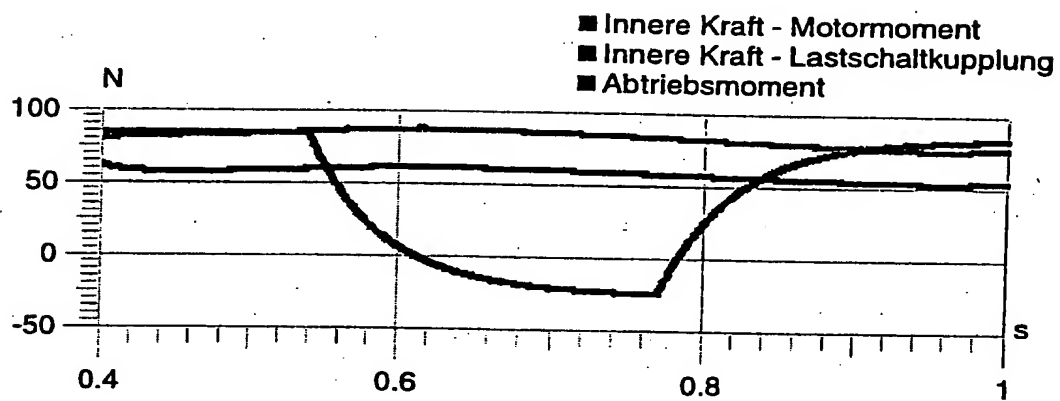
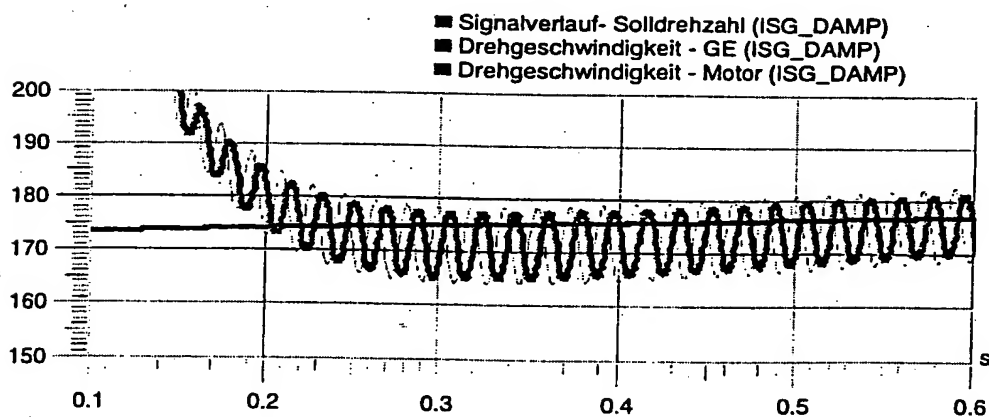


Fig. 12a



Drehzahl- und Momentenverläufe bei einfacher Regelung mit Totzeit.

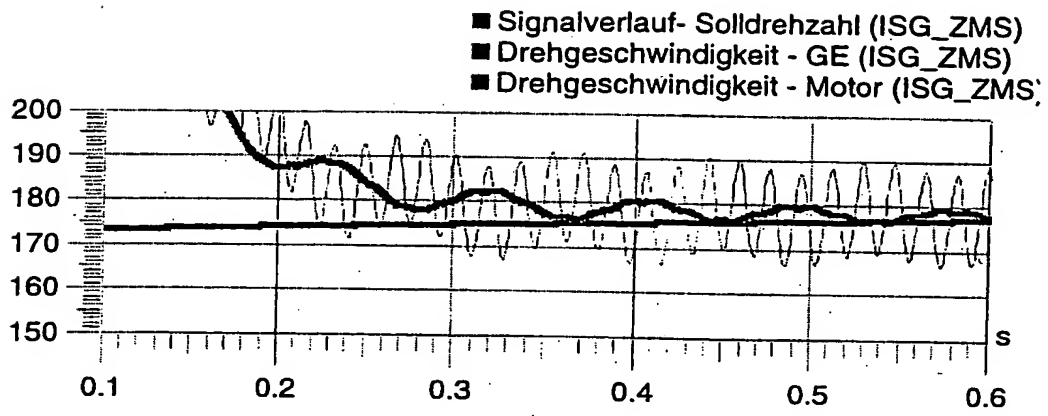
Fig. 12b



Einfluß der Drehzahlungleichförmigkeit beim Einsatz eines konventionellen Dämpfers

Fig. 13





Einfluß der Drehzahlungleichförmigkeit beim Einsatz eines ZMS-ähnlichen Dämpfers (Bogenfederdämpfers)

Fig. 14

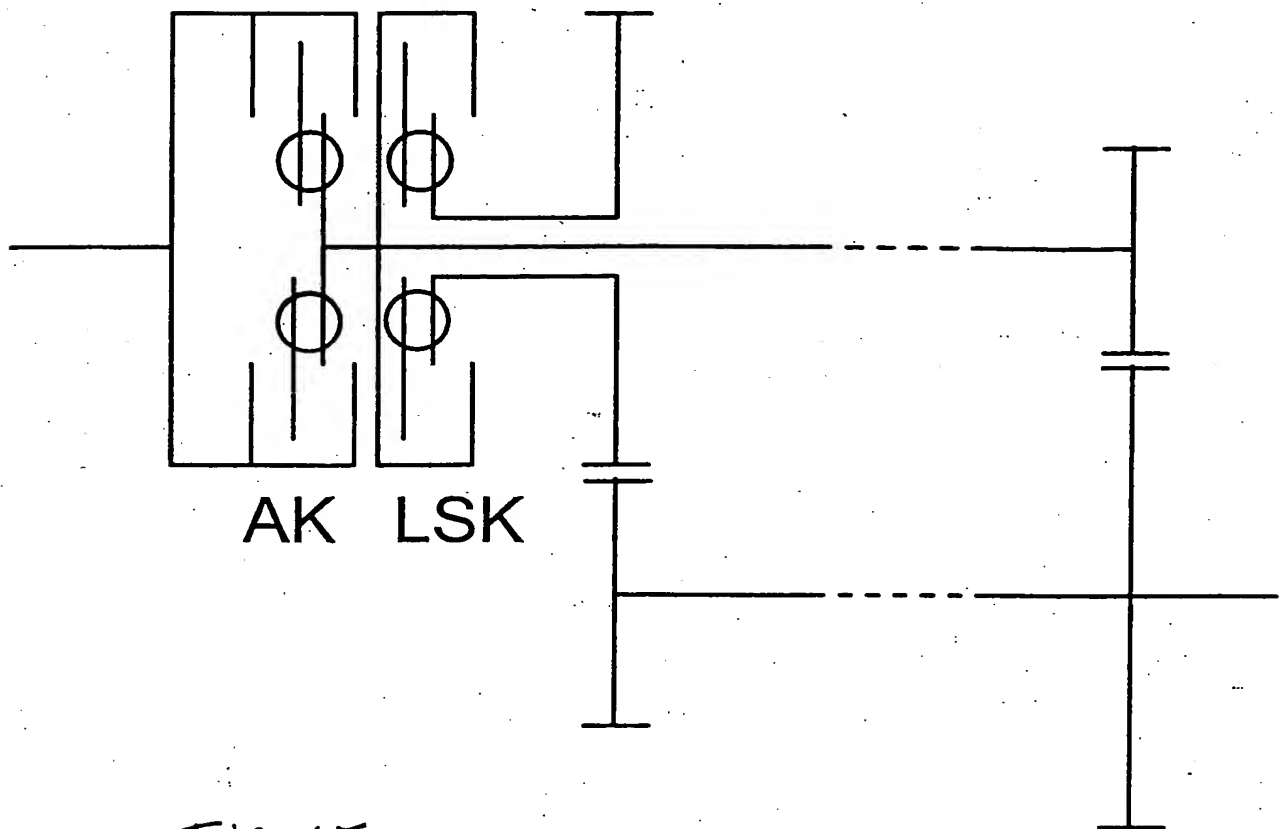
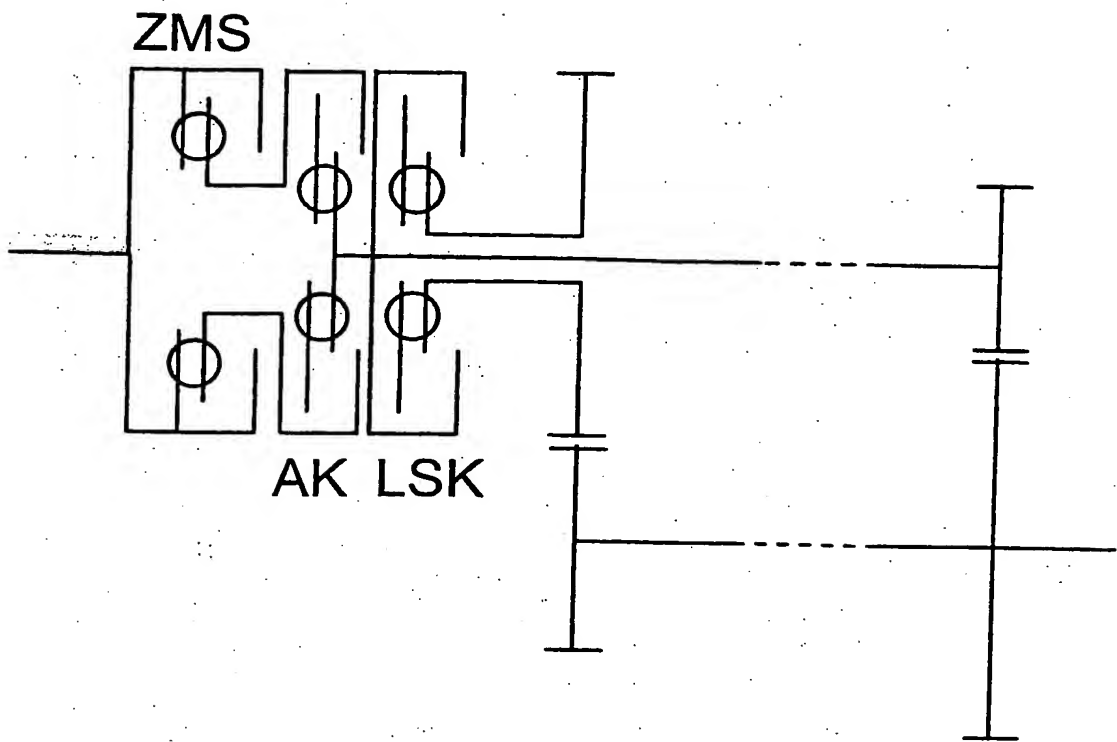
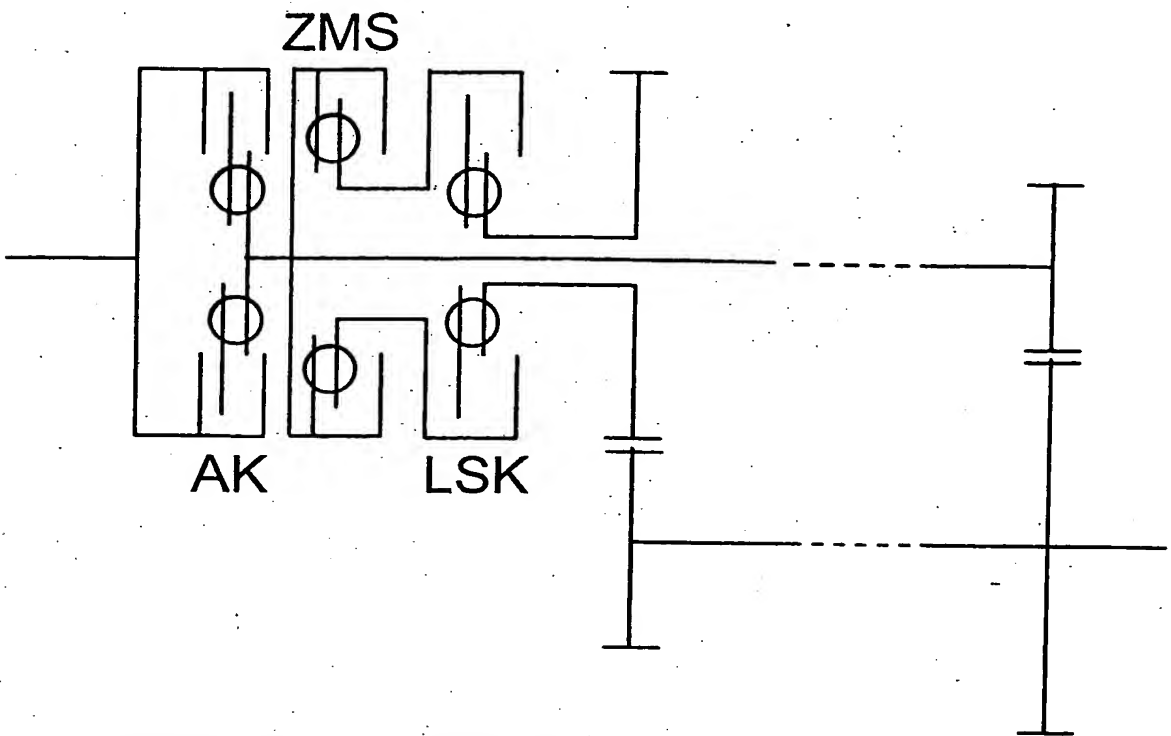


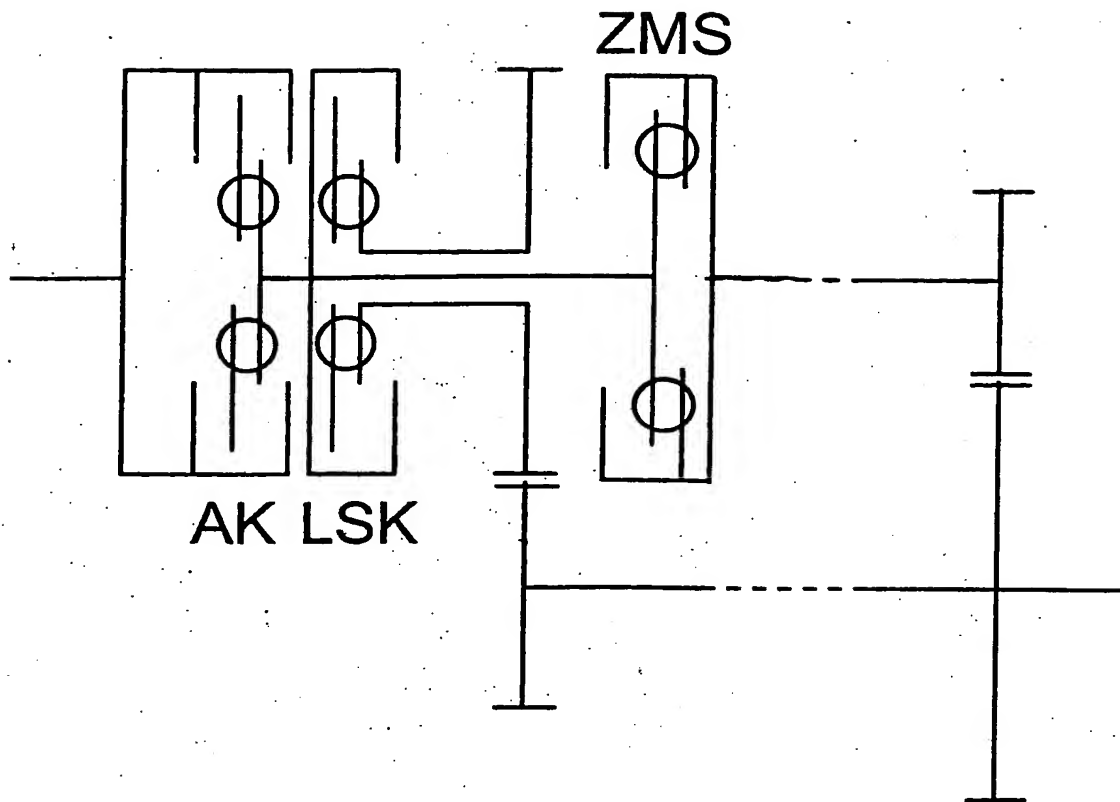
Fig. 15



Erste Anordnung. ZMS zwischen Kurbelwelle und Anfahrkupplung.  
*Fig. 16*



Zweite Anordnung. ZMS zwischen Anfahr- und Lastschaltkupplungen  
*Fig. 17*



Dritte Anordnung. ZMS nach der Lastschaltkupplung (ins Getriebe implementiert)

Fig. 18

Fig. 19a

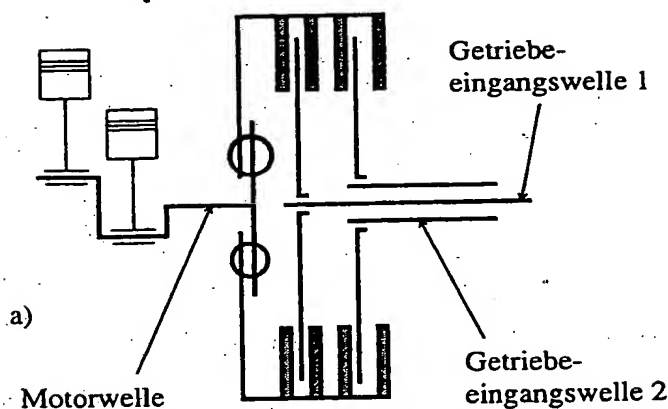
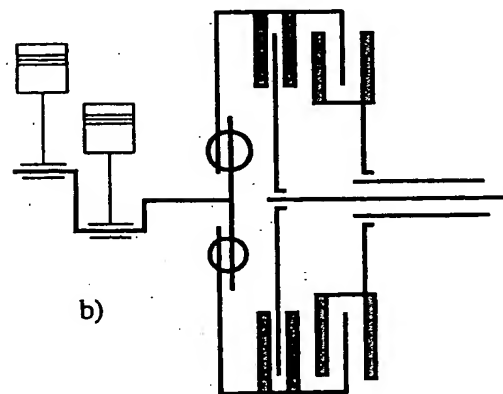


Fig. 19b



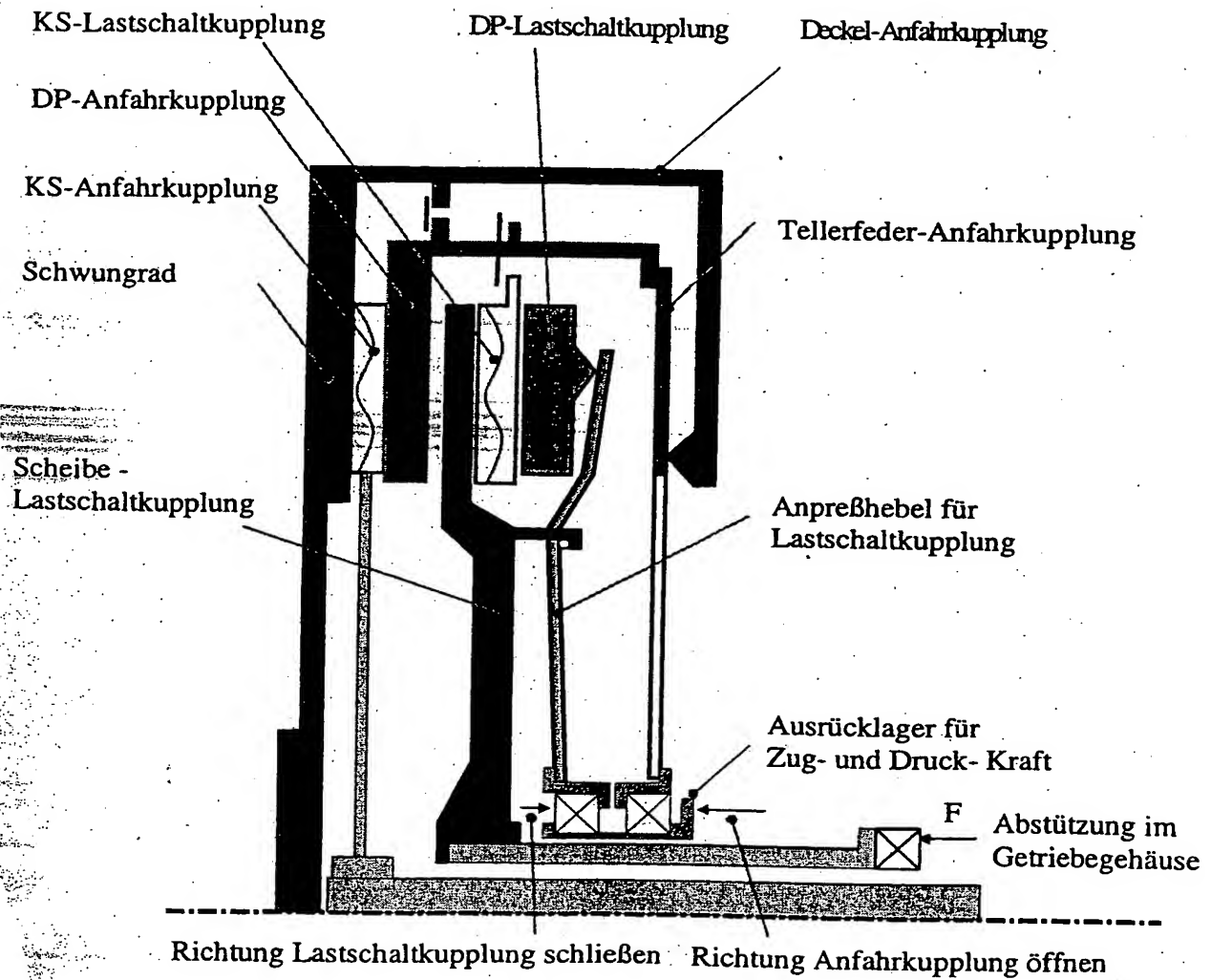
Gegenüberstellung bisherige und verbesserte Anordnung der Massenträgheiten einer USG.Kupplung

- a) Schwungrad und Druckplatten an der Motorwelle angeflanscht, beide Kupplungsscheiben auf den Getriebeeingangswellen

Massenträgheitsmoment der Motorw. II groß

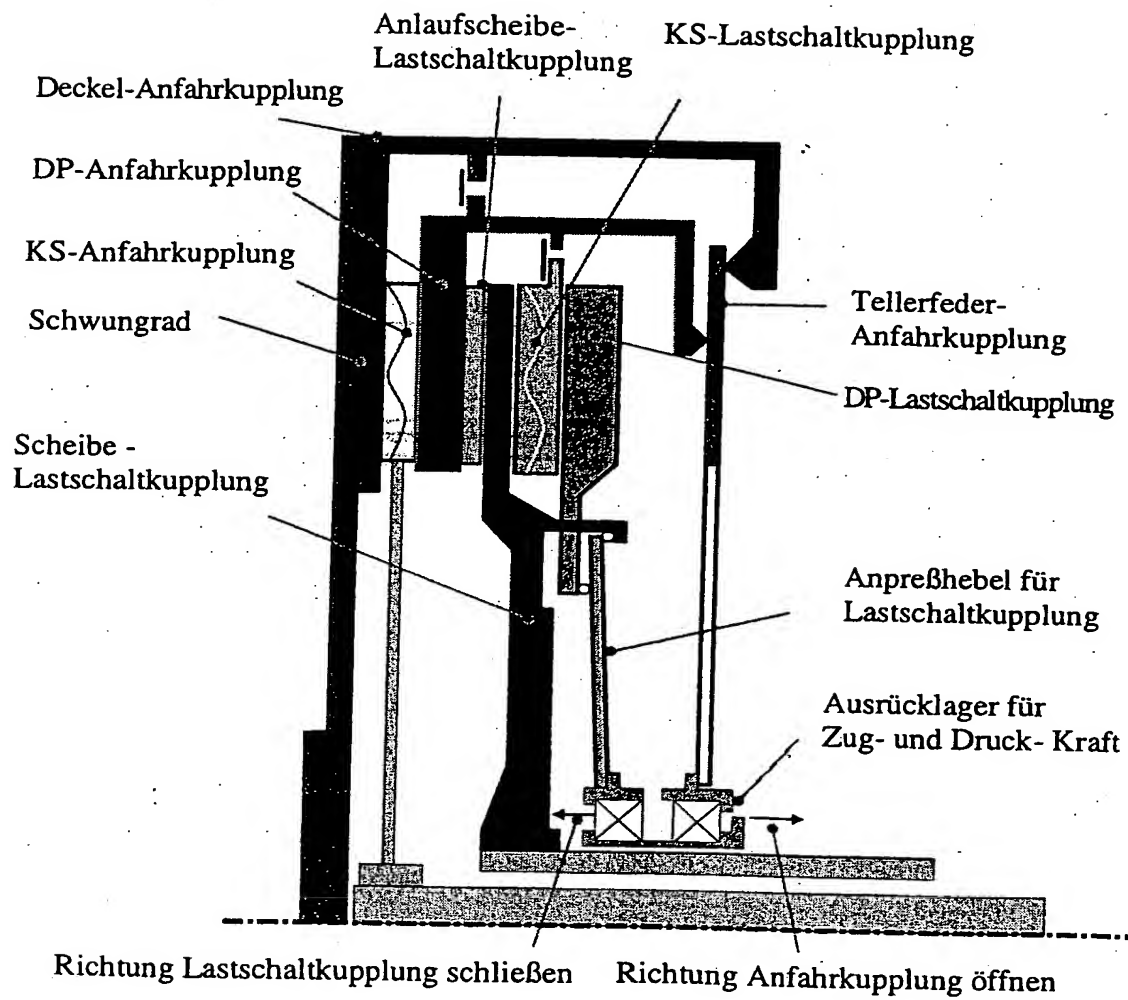
- b) Schwungrad eine Druckplatten und eine Kupplungsscheibe an der Motorwelle angeflanscht, eine Kupplungsscheibe auf der Getriebeeingangswelle 1 ein System von zwei Druckplatten auf Getriebeeingangswelle 2

Massenträgheitsmoment der Motorw. II reduziert



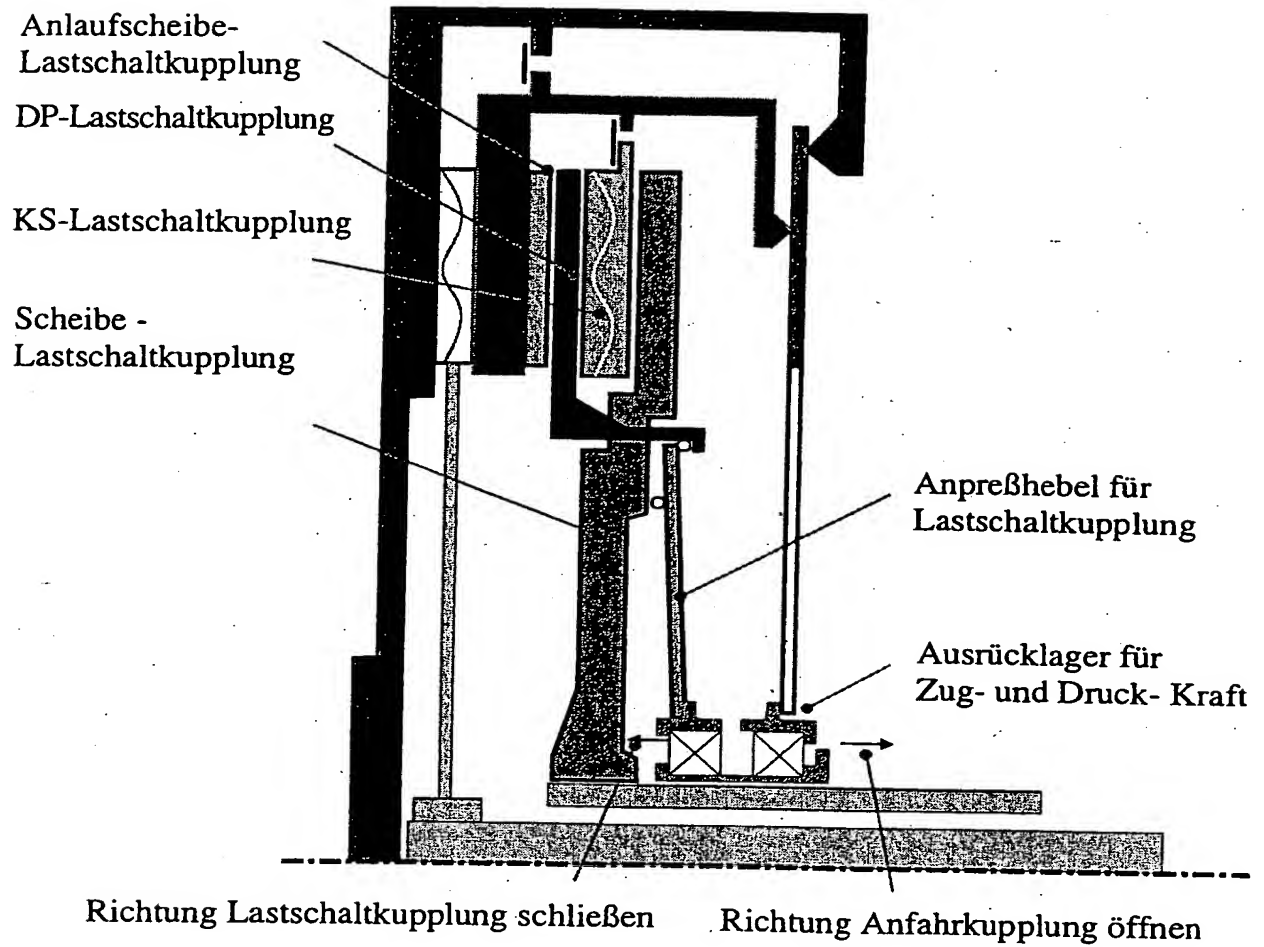
Anordnung der Lastschaltkupplung auf der Hohlwelle mit axialer Fixierung über die Hohlwelle

Fig. 20



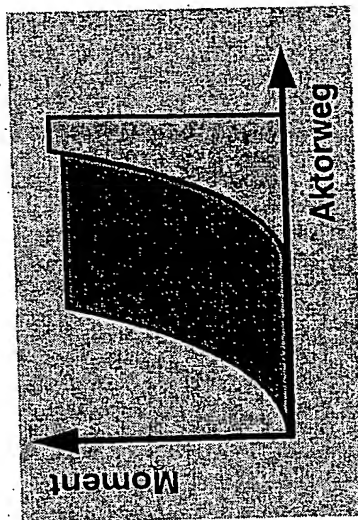
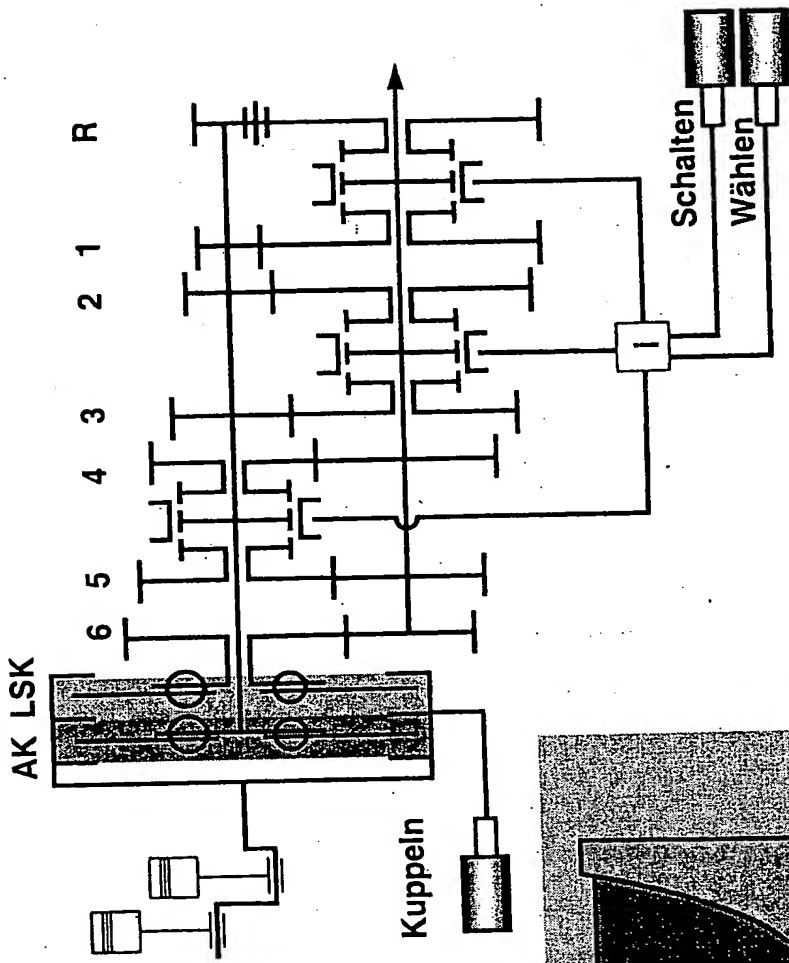
Anordnung der Lastschaltkupplung auf der Hohlwelle mit axialer Fixierung über eine Anlaufscheibe.

Fig. 21



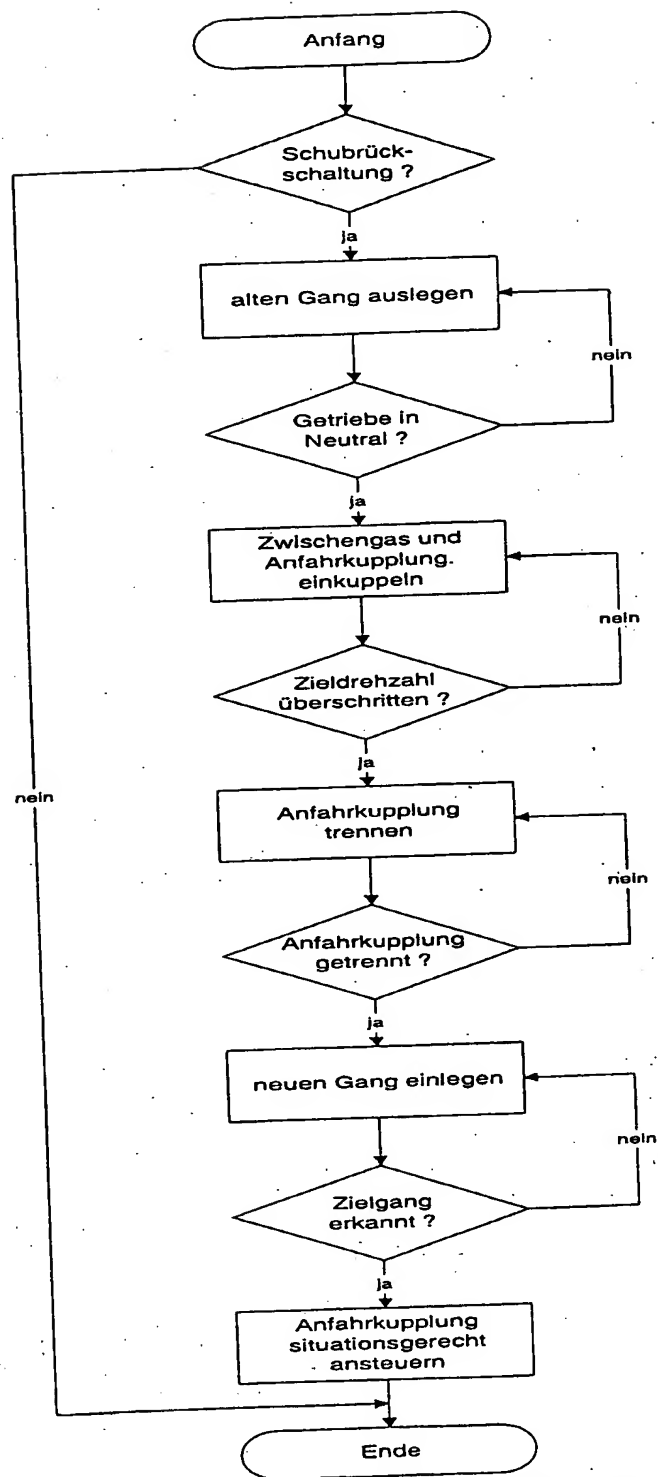
Anordnung der Lastschaltkupplung auf der Hohlwelle mit axialer Fixierung über eine Anlaufscheibe, mit alternativer Anordnung der Kupplungsteile

Fig. 22



USG mit Kombikupplung und einem einzigen Kupplungsaktor

Fig. 23



Zustandsablauf Schubrückschaltung USG

Fig. 24



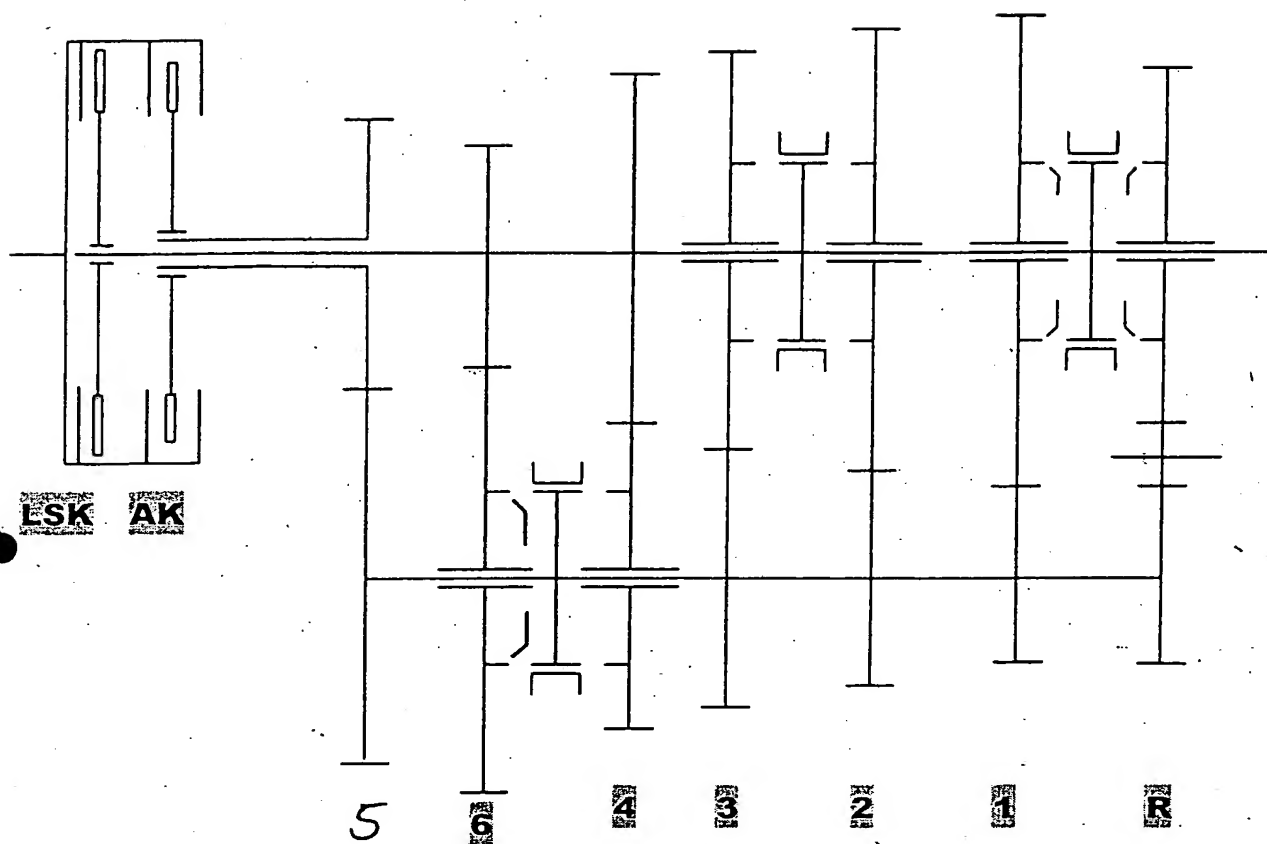


Fig. 25

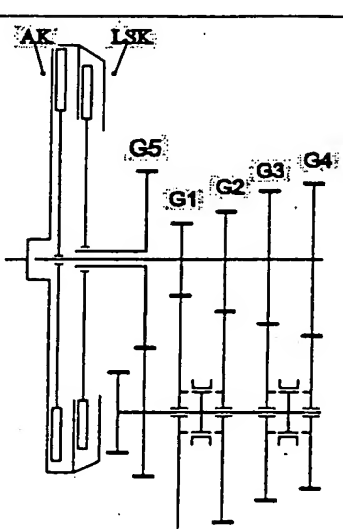
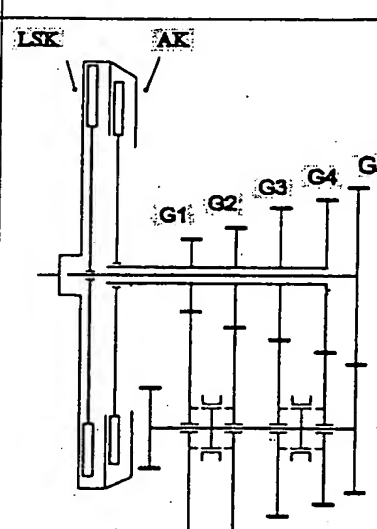
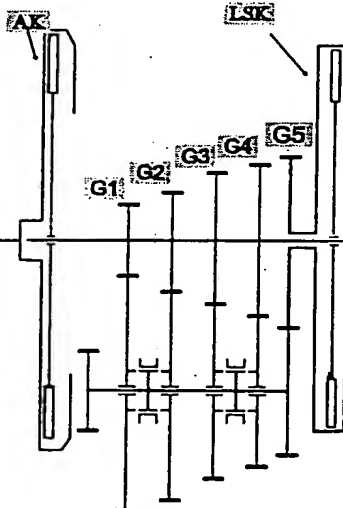
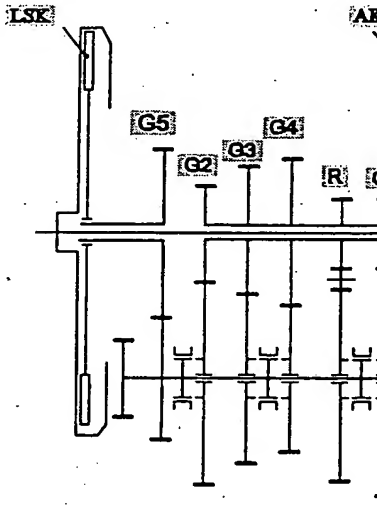
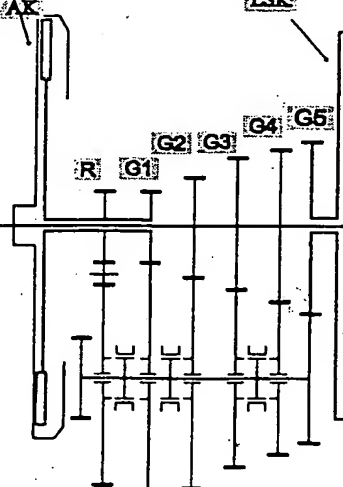
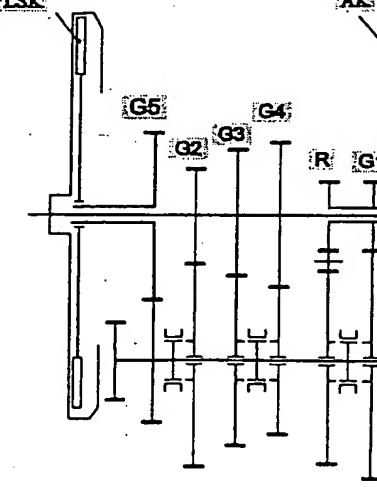
		Anfahrkupplung motorseitig	Lastschaltkupplung motorseitig
Beide Kupplungen Motorseitig	keine Synchronisation über 1. Gang möglich	 <p>a</p>	 <p>b</p>
Jede eine Kupplung motorseitig, eine auf der abgewandten Seite		 <p>c</p>	 <p>d</p>
	Synchronisierung über 1. Gang mögl.	 <p>e</p>	 <p>f</p>

Fig. 26

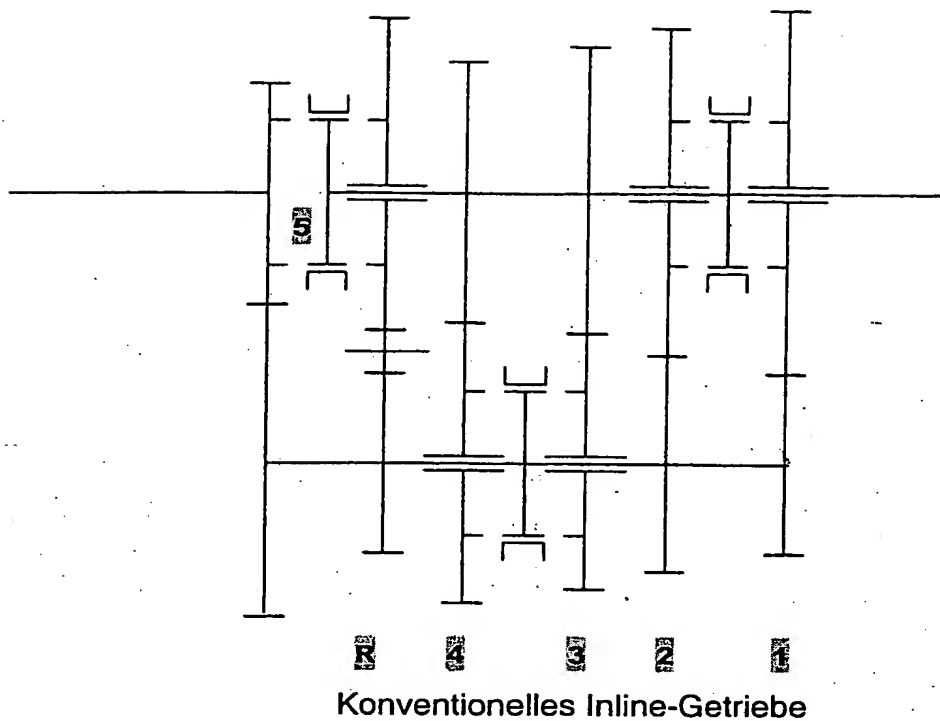
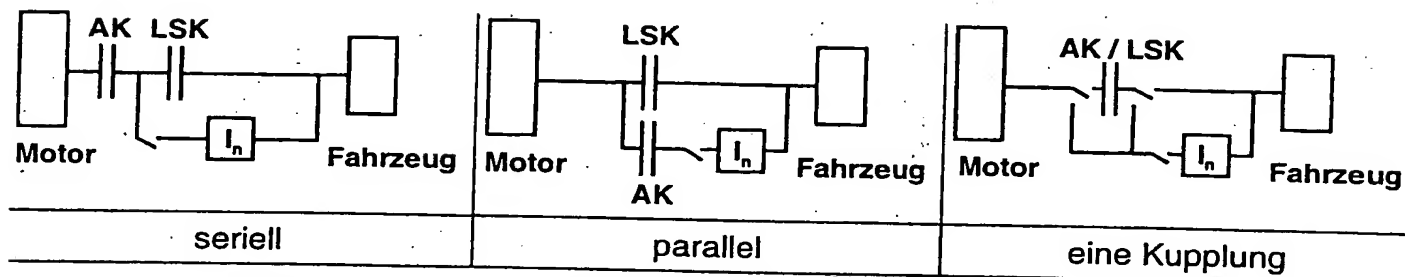


Fig.27



USG-Typen für Inline-Varianten

Fig.28

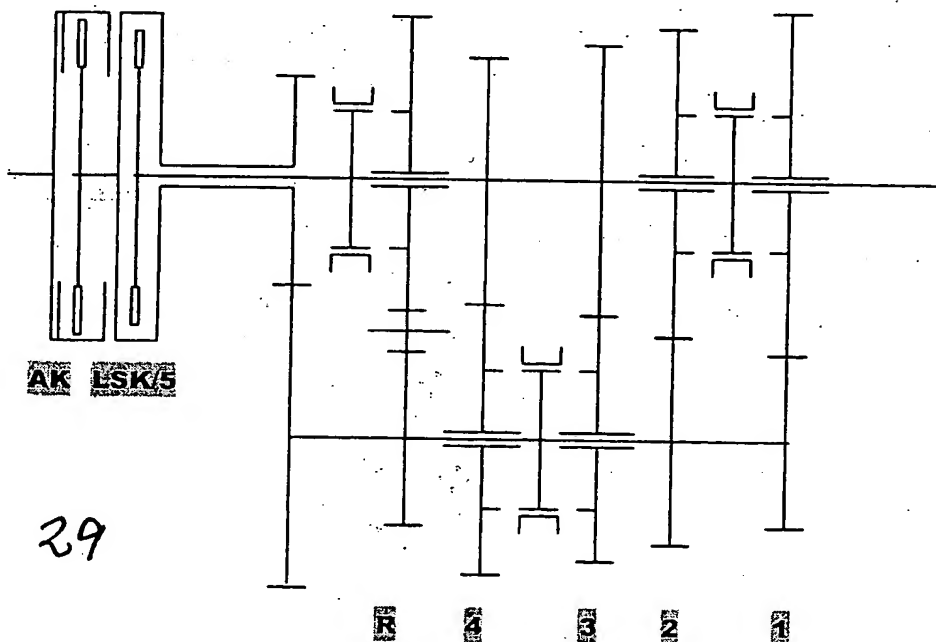
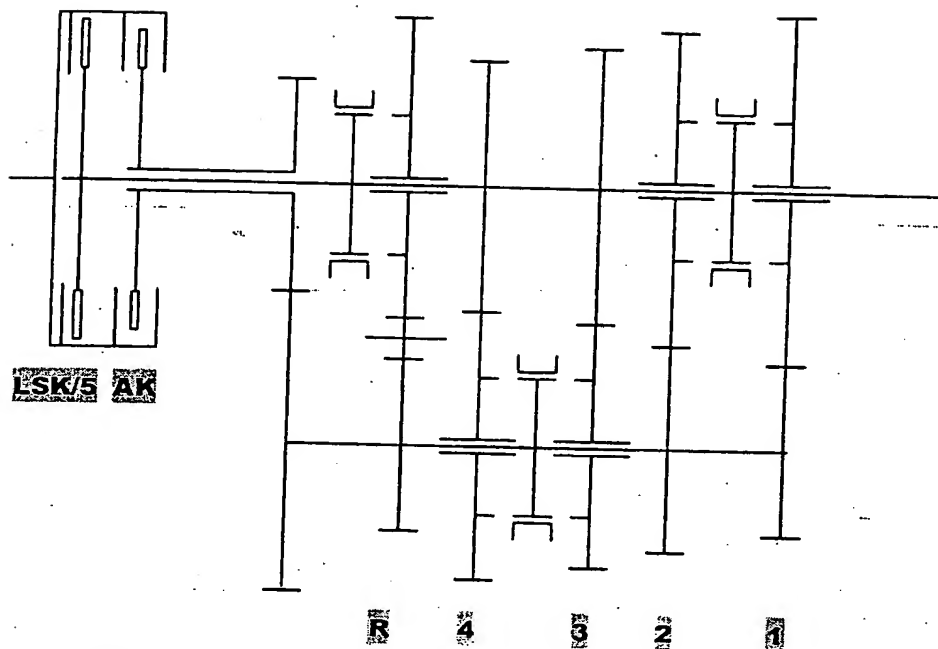


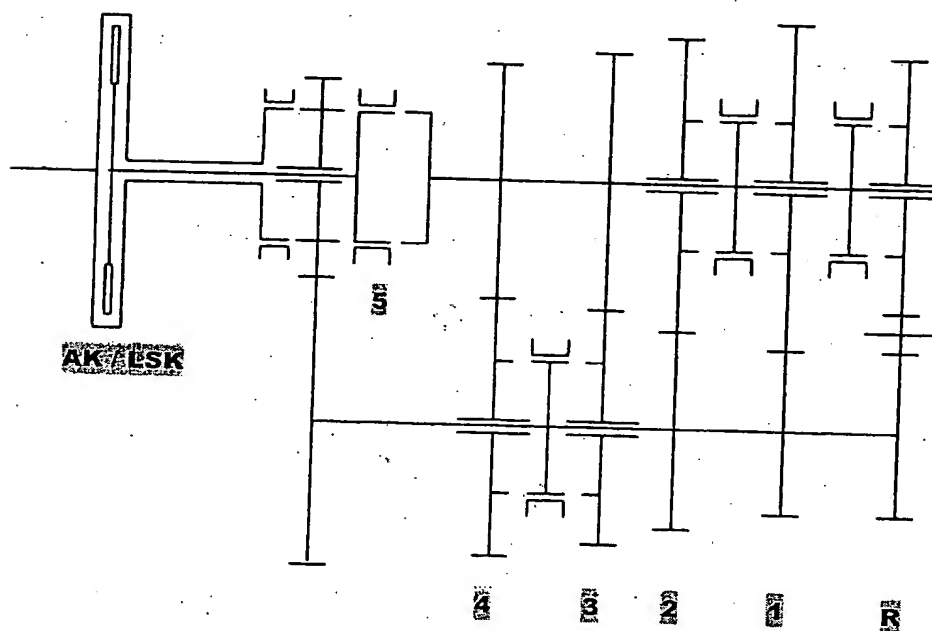
Fig. 29

Seriellles USG: Lastschaltkupplung am höchsten Gang mit  $i = 1$



Paralleles USG, Lastschaltkupplung am höchsten Gang mit  $i = 1$

Fig. 30



Ein Kupplungs-USG, Lastschaltkupplung am höchsten Gang mit  $i = 1$

Fig. 31



Fig. 32



Fig. 33

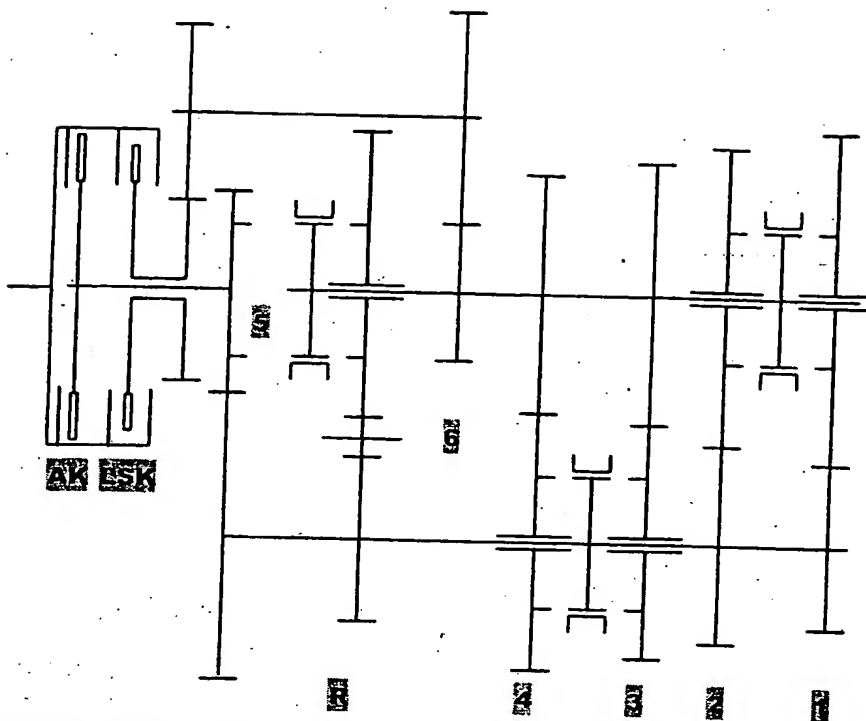


Fig.34

Paralleles USG mit Zusatzwelle für LSK am 6. Gang mit  $i < 1$

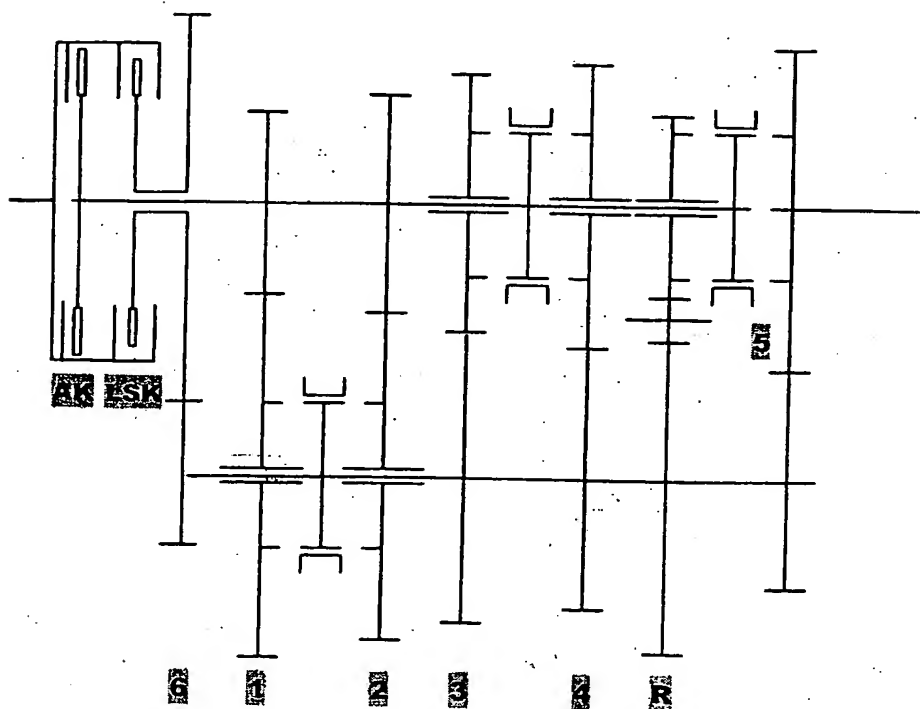





























Fig.35

Paralleles USG mit Nachübersetzung, LSK am 6. Gang mit  $i < 1$

	Seriell	Parallel	1-Kv-USG
Aufwand			
Kupplungskonstruktion			
Ausrücksystem			
Einspuren			
Tastpunktadaption			
Wärme			
Bauraum / Länge			
Anfahrt, 1-2 Schaltung			
Vollbremsung			

Vergleich der USG-Typen

Fig.36

Variante	Auffüllung untere Gänge	Lastschaltung in den letzten Gang	Belastung der Lastschaltkupplung	Aufwand der Getriebekonstruktion	Position Lastschaltkupplung	Bemerkungen
Fig.32	o	+	--	-	+	Großer Achsabstand wegen Übersetzungsverhältnis erster Gang
Fig.33	+	-	-	o	+	Frage nach der Akzeptanz des Schaltkomforts, insbesondere wenn der letzte Gang ein Schongang ist, konventionelle Getriebe können als Basis dienen
Fig.34	o	+	--	---	-	Zusätzliche Welle mit Zahnradpaarungen
Fig.35	o	+	--	-	-	Lagerung der Kardanwelle zusammen mit kurzer Ausgangswelle

Vergleich von Anbindungen der Lastschaltkupplung

Fig.37

Kühlluft vom  
Luftinlaß, z.B. vor  
Frontscheibe

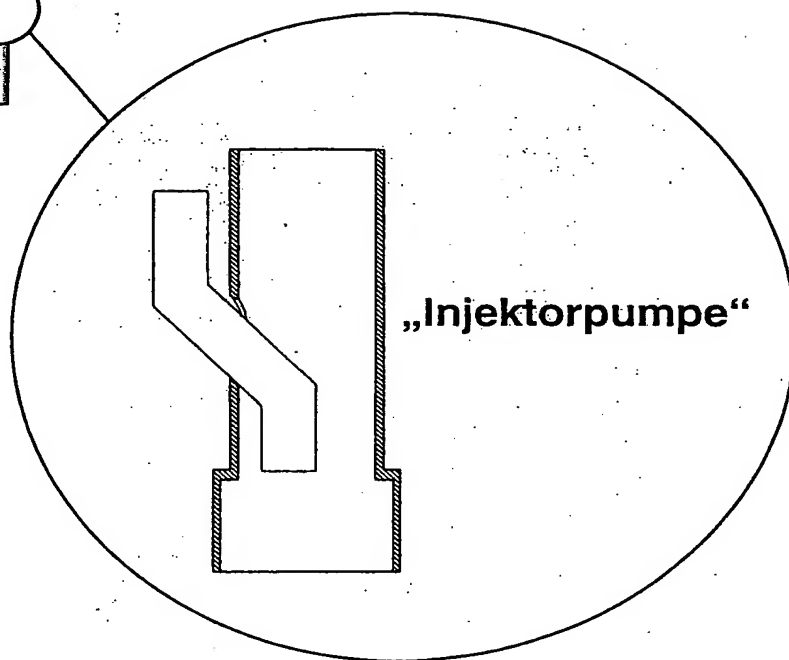
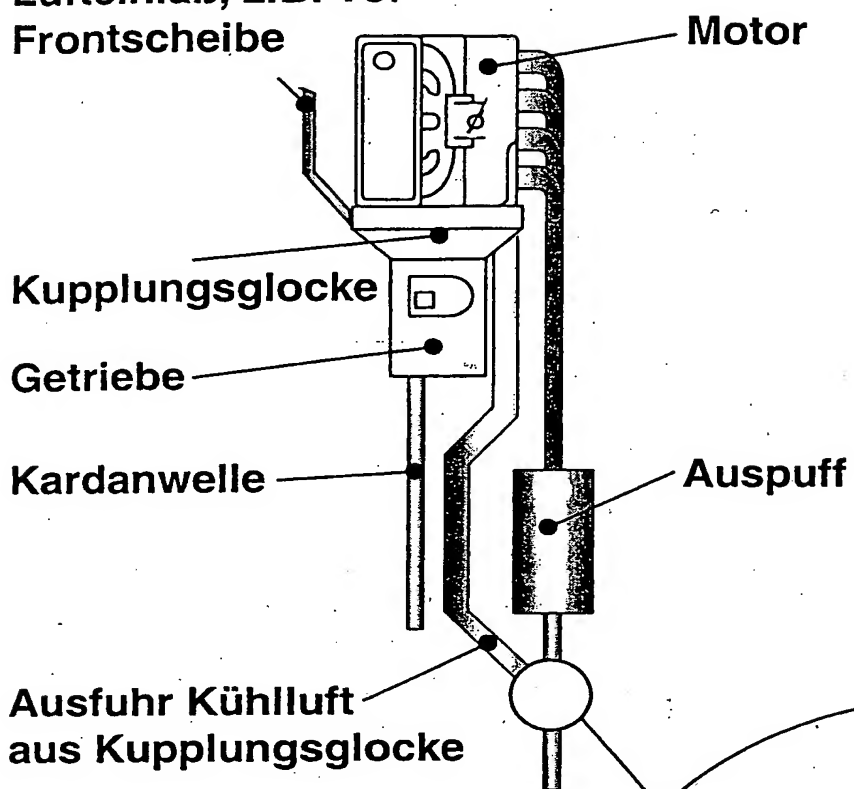
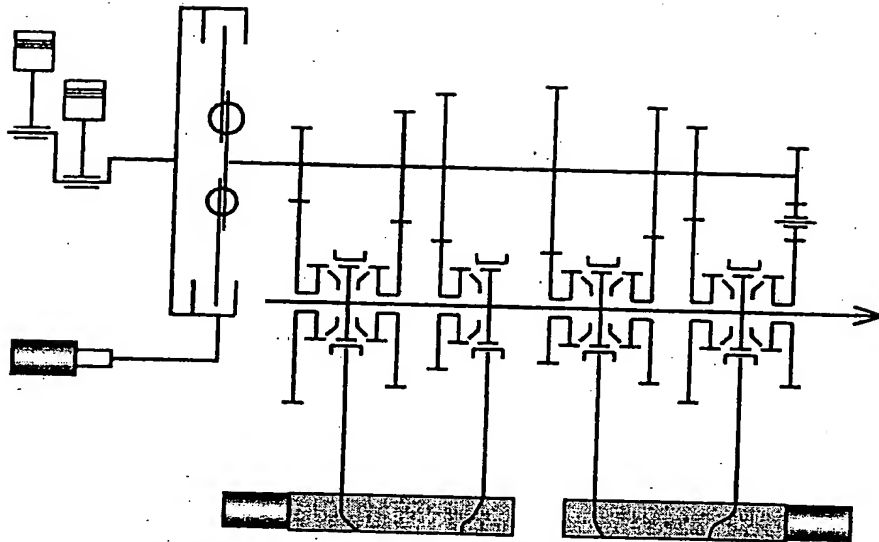


Fig. 38





Prinzipdarstellung eines ASG3 Getriebes nach Getrag

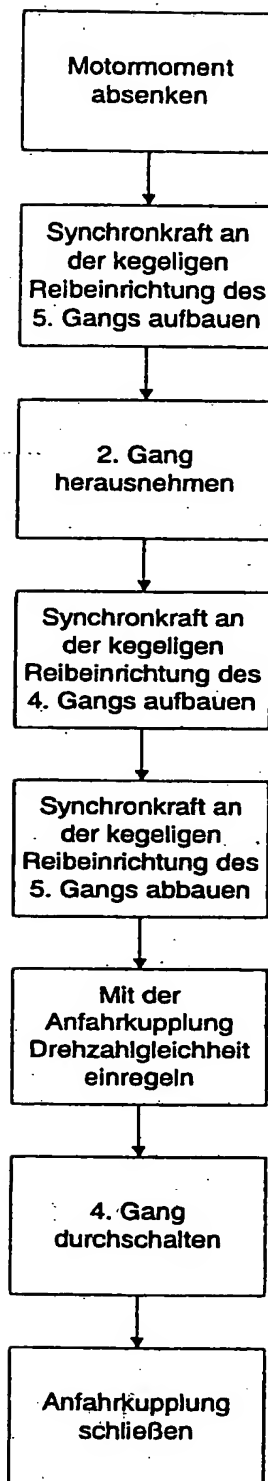
Fig.39

Nach	1	2	3	4	5	6
Von						
1		LS	US	LS	US	LS
2	LS		LS	US	LS	US
3	US	LS		LS	US	LS
4	LS	US	LS		LS	US
5	US	LS	US	LS		LS
6	LS	US	LS	US	LS	

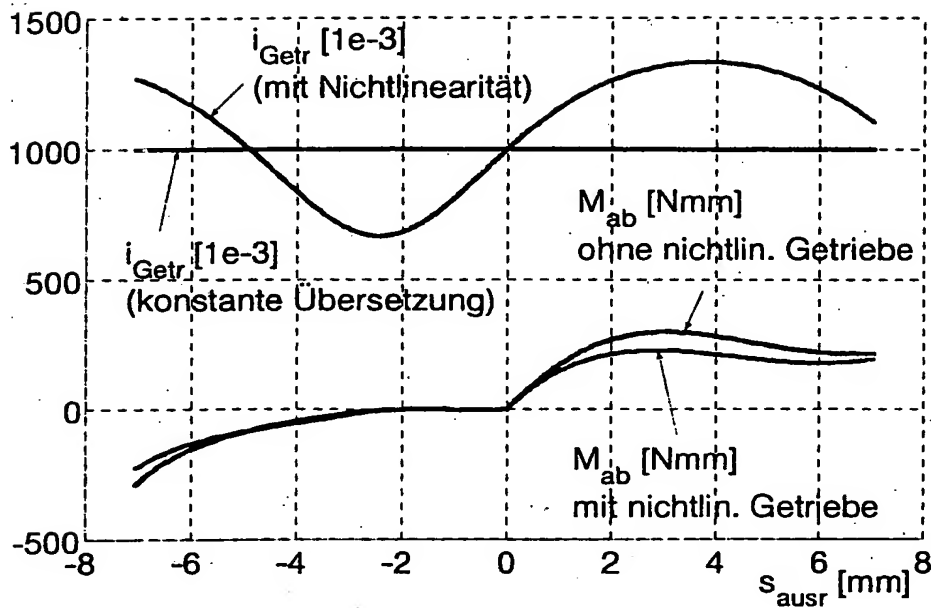
Lastschaltende (LS) und unterbrochene (US) Schaltungen

Fig.40

Fig. 41



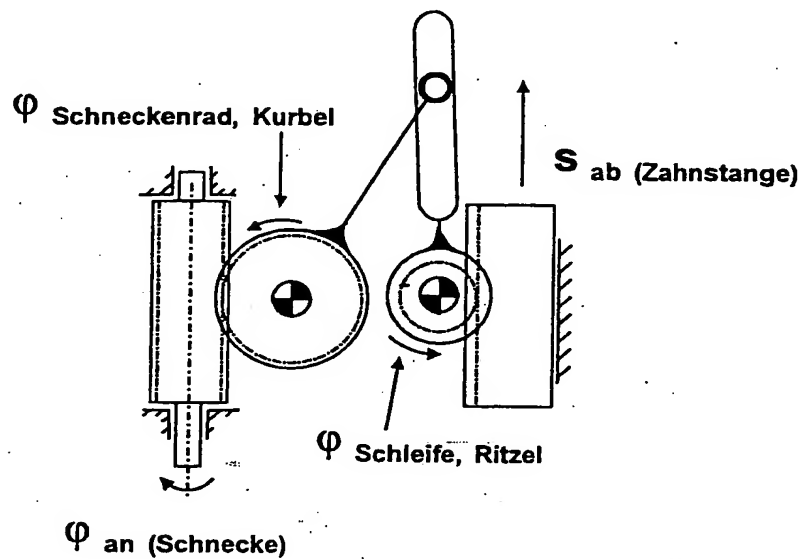
Flußdiagramm Schaltablauf 2-4 Schaltung



Kennlinienveränderung durch nichtlineares Getriebe

- auf Ankerwelle bezogen Betätigungskraft, über dem Ausrückweg, konstante Übersetzung
- auf Ankerwelle bezogen Betätigungskraft, über dem Ausrückweg, mit nichtlinearer Übersetzung (rot)
- Übersetzung des Aktorgetriebes

Fig. 42

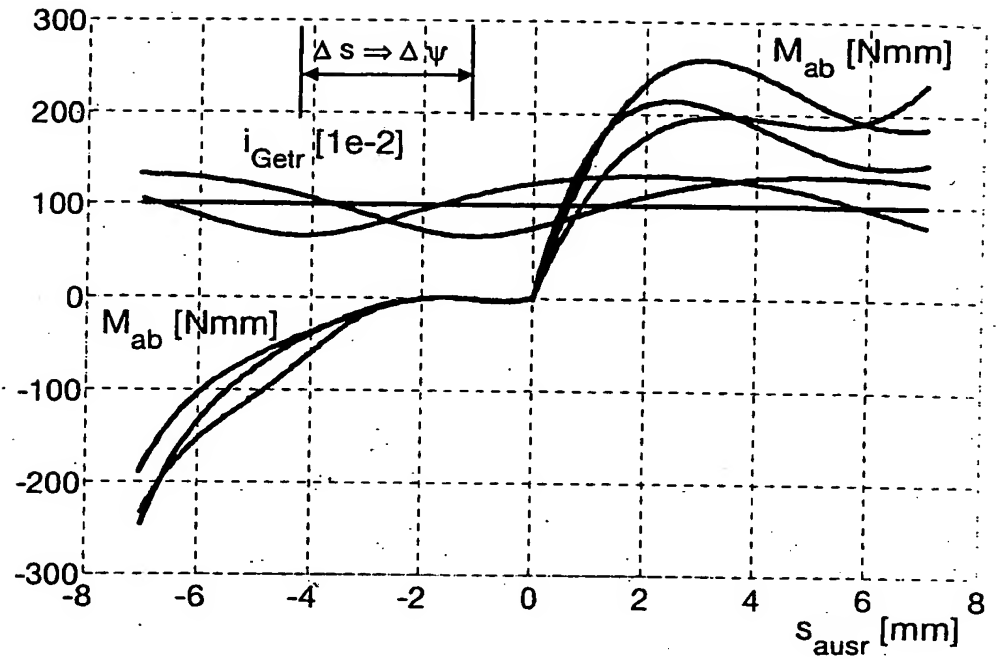


Getriebschema eines Aktors mit Kurbelschleife und Zahnstange als Abtriebsglied

Fig. 43

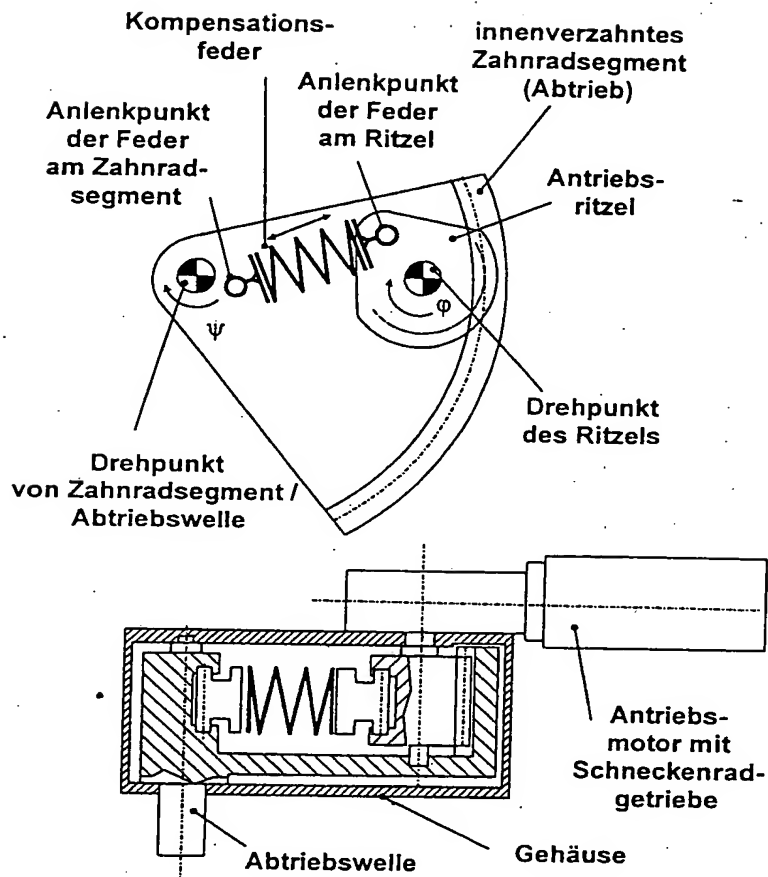


Fig. 44



Resultierende Belastung des Aktors bei Veränderung der Wegzuordnung zur Kupplung  
 schwarz: konstant übersetzendes Getriebe  
 rot / blau versetzte Zuordnung von Kupplungsweg und Aktorgetriebe

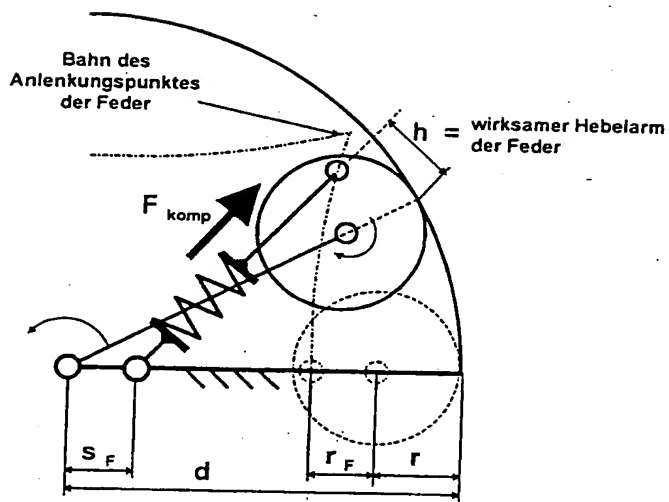
Fig. 45



Anordnung eines Aktorgetriebes mit Kompensation

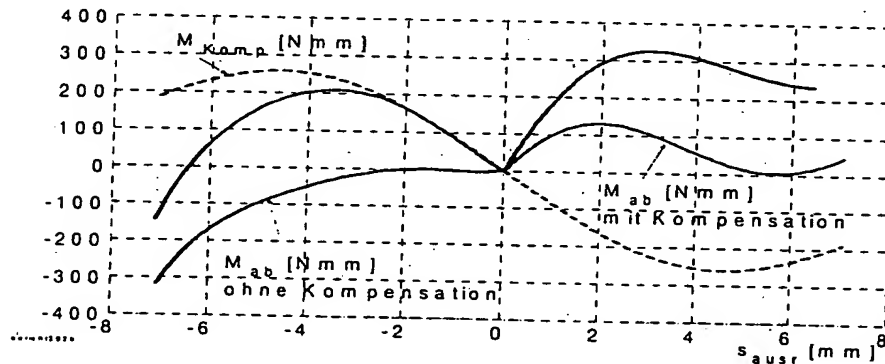
Fig. 46

Fig. 47



Getriebschema der Kompensationseinrichtung

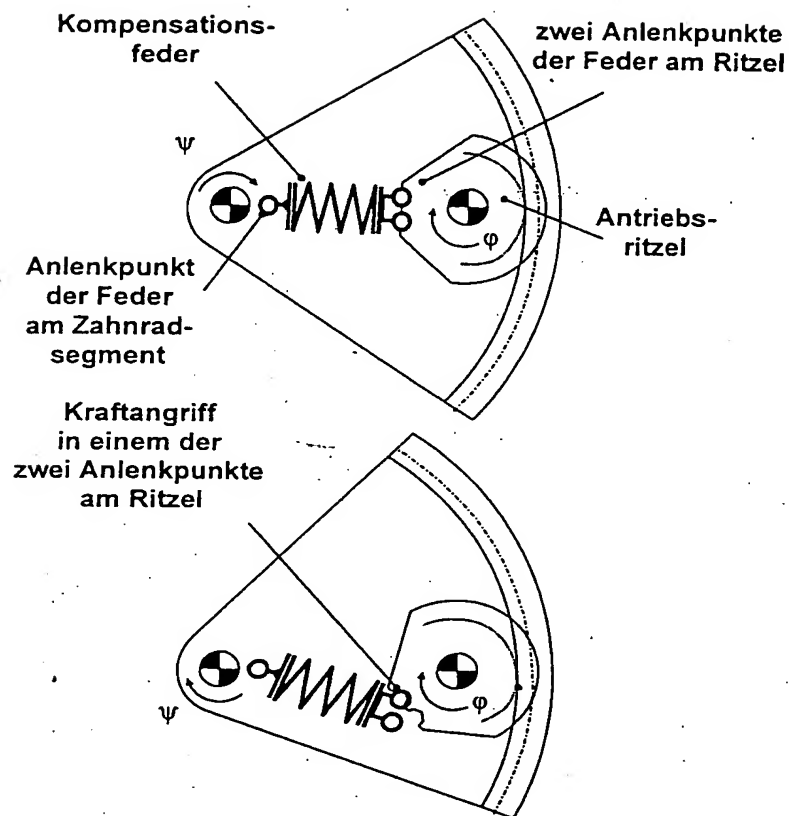
Die Feder wirkt zwischen dem Zahnradsegment (Abtrieb) und dem Ritzel (Antrieb). Zur Darstellung ist die relative Wirkung der Feder bezogen auf das Zahnradsegment gezeigt.



Kennlinienveränderung durch Federkompensation

- auf Ankerwelle bezogen Betätigungskraft, über dem Ausrückweg, ohne Kompensationswirkung
- Kompensationskraft (auf Ankerwelle bezogen)
- auf Ankerwelle bezogen Betätigungskraft, über dem Ausrückweg, mit Kompensationswirkung (röt)

Fig. 48



Anordnung einer Kompensationsfeder mit zwei Anlenkpunkten zum Erreichen einer stabilen Mittelstellung

Fig. 49



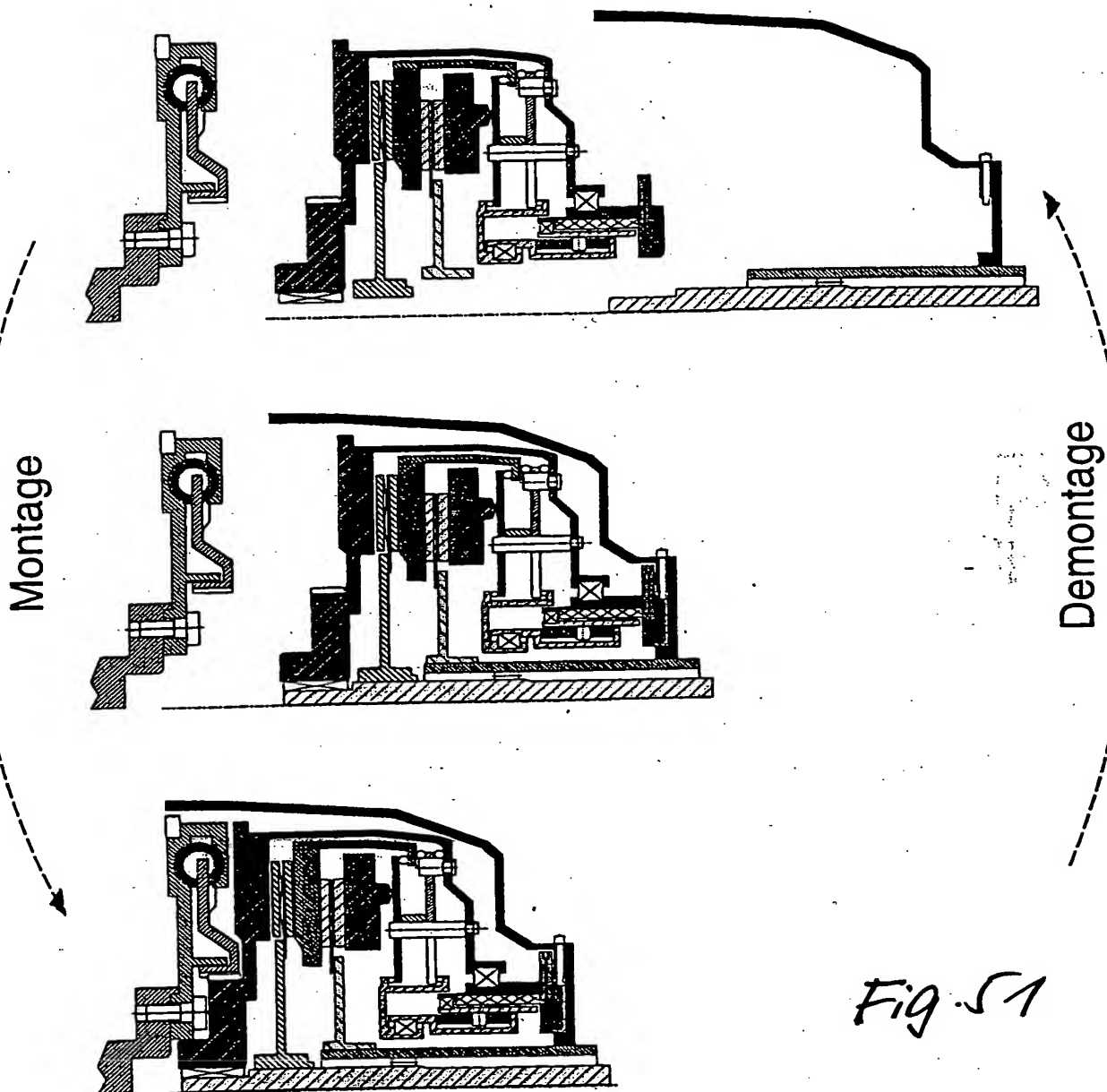
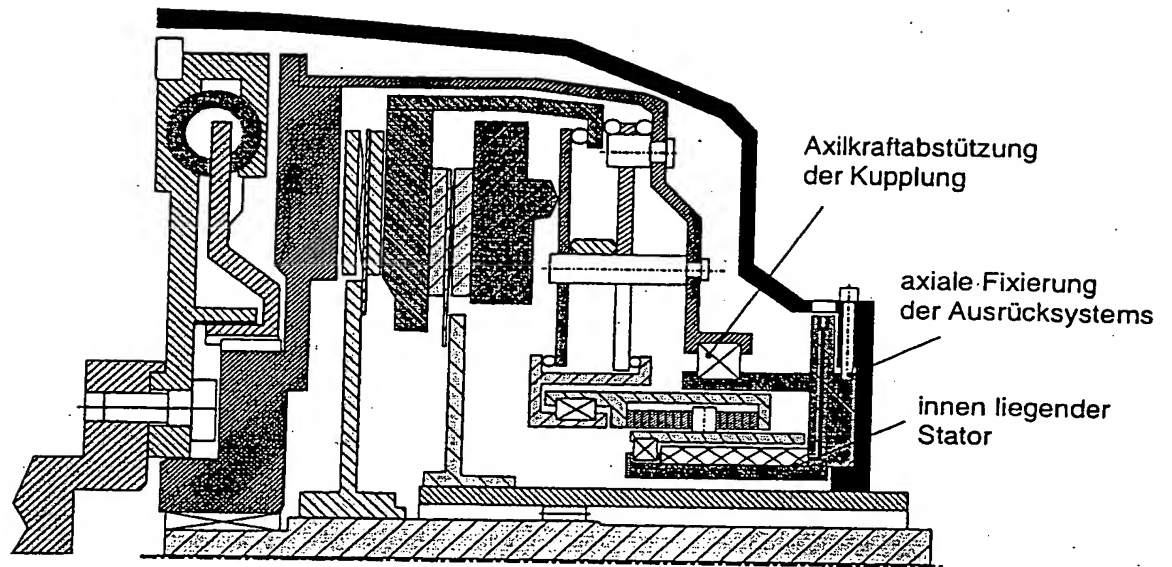


Fig. 51

Montage bzw. Demontage von Kupplungssystem, Getriebe und Motorblock, nach Variante I

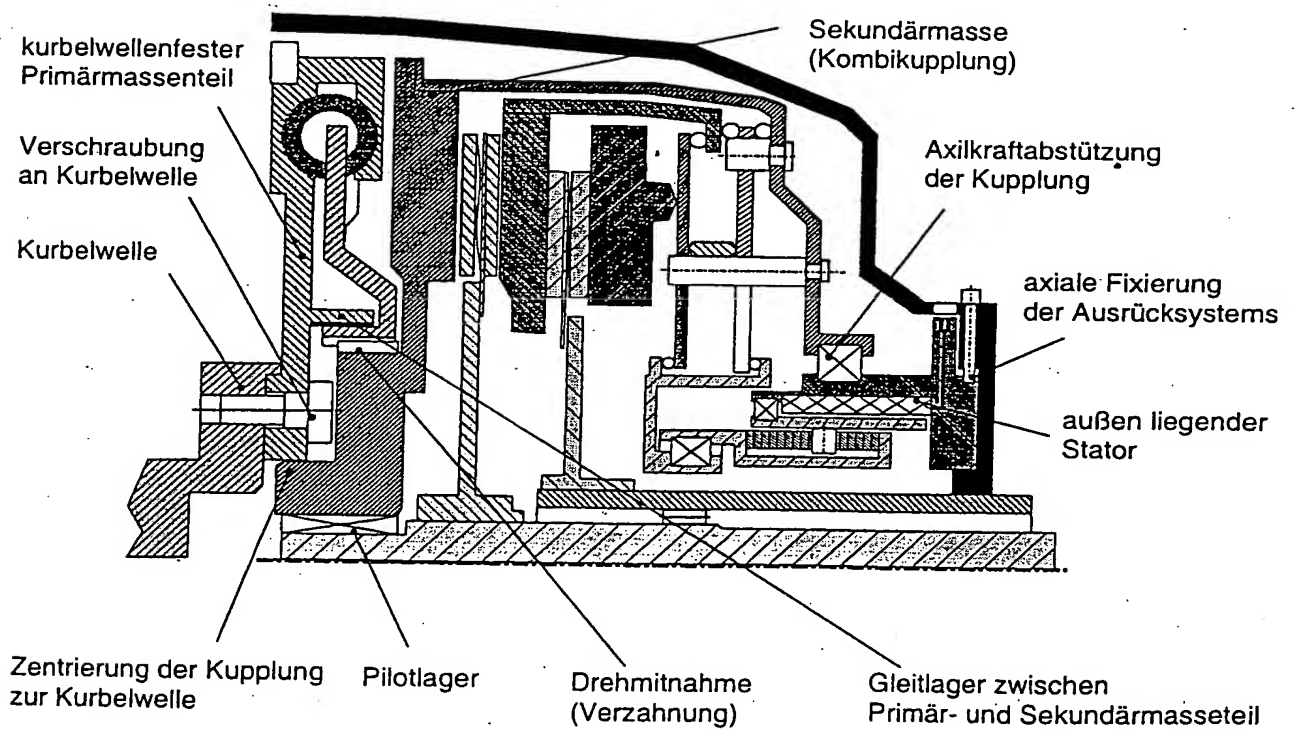
Vorteile:

- Leichtere Montage des Kupplungssystems in die Kupplungsglocke
- während der Montage erfolgt Abstützung der Kupplung über zwei Lager in der Kupplungsglocke
- während der Montage erfolgt eine axiale Fixierung der Kupplung in der Kupplungsglocke
- bei der Demontage muß nur ein geringster axialer Weg zurückgelegt werden
- die Demontage des Getriebes ist in beliebigem Zustand des Ausrücksystems möglich
- vor der Demontage muß keine manuelle Entriegelung erfolgen (keine Fehlermöglichkeit)
- durch die axiale Deckelkraftabstützung werden die Kurbelwellenlager nicht durch die Ausrückkräfte belastet (auch bei zugedrückten Kupplungen)
- das Ausrücksystem kann mit einem kleineren Bewegungsbereich arbeiten, da mehrere Einbautoleranzen nicht mehr vorzuhalten sind (wie bei deckelfestem Ausrücker).



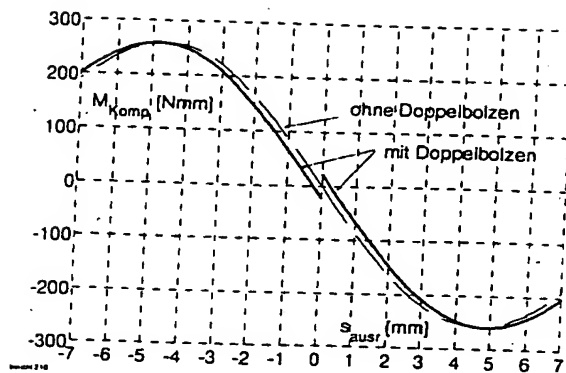
Anordnung mit einer in der Kupplungsglocke fixierten Kupplung, nach Variante I

Fig. 52



Anordnung mit einer in der Kupplungsglocke fixierten Kupplung, nach Variante I  
(vereinfachtes Gehäuse des Ausrücksystems durch außen liegenden Stator)

Fig. 53



Momentenkennlinien einer Kompensationsfeder mit zwei Anlenkpunkten nach Fig. 48

Fig. 50

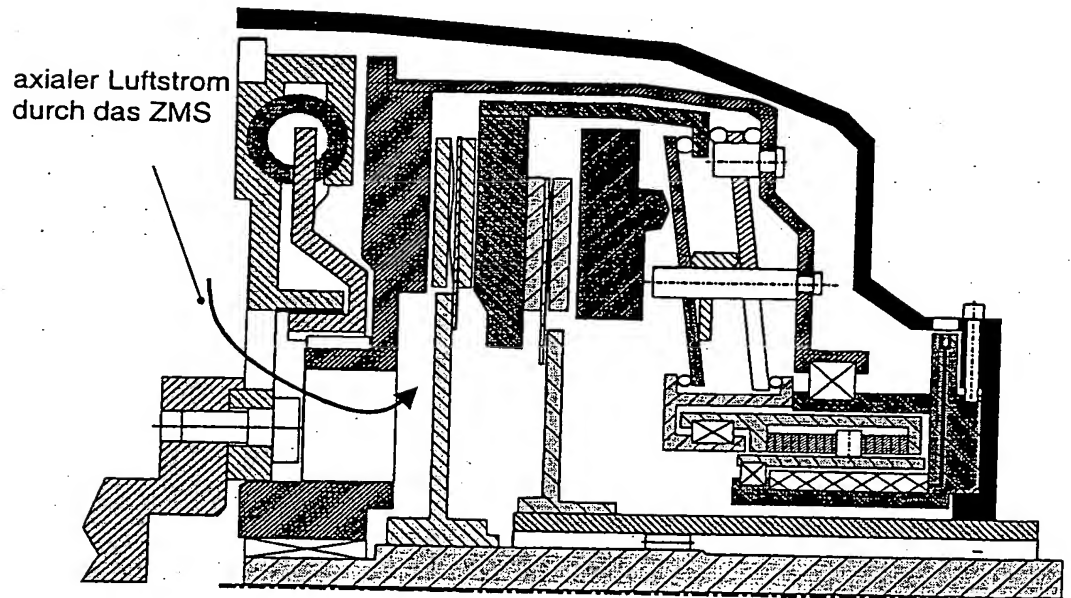
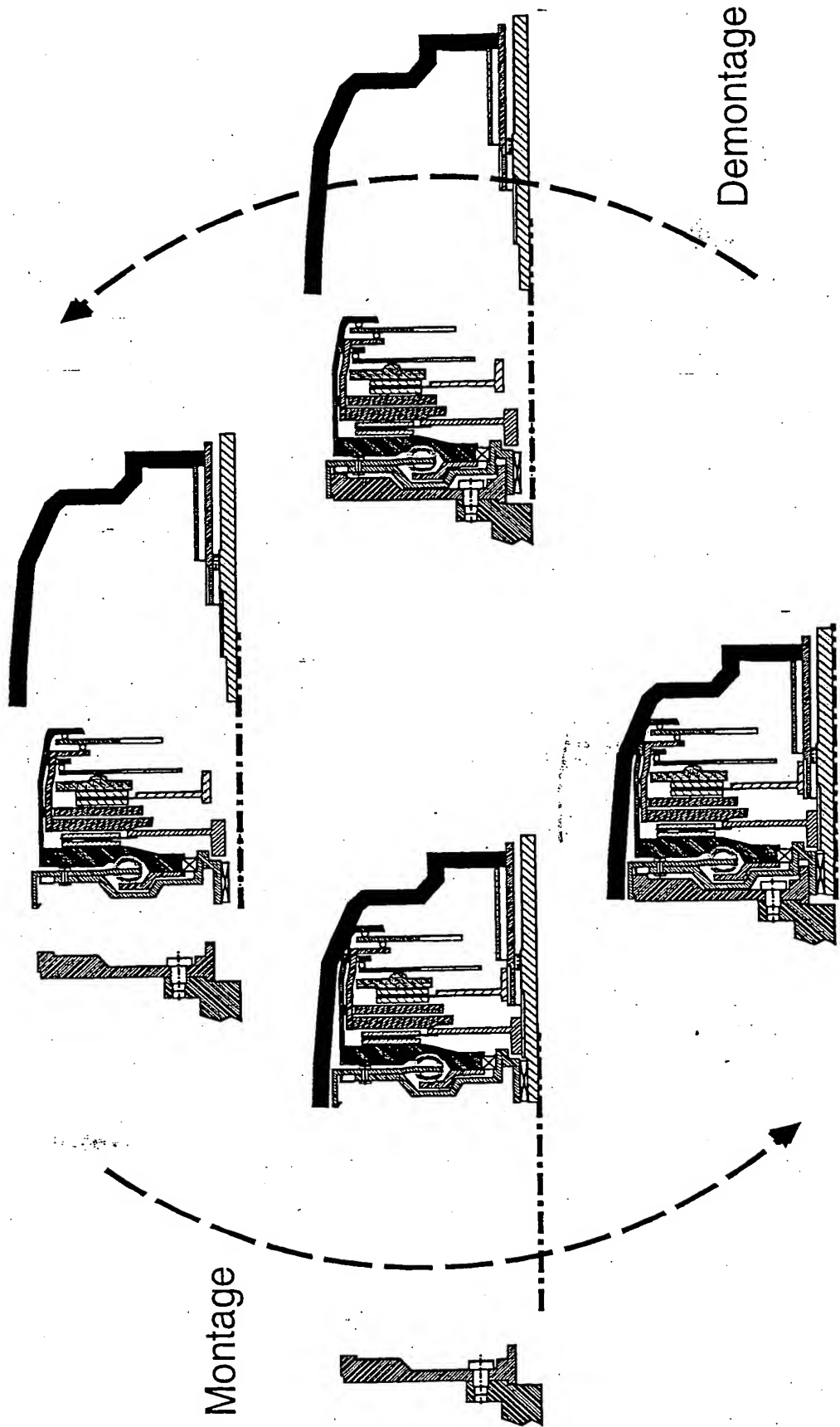


Fig. 54

Anordnung mit einer in der Kupplungsglocke fixierten Kupplung, nach Variante I, mit einem axialen Luftstrom durch den Innenbereich des ZMS (durch das Wälzlager des herkömmlichen ZMS ist keine Öffnung für einen Kühlluftstrom möglich)



Montage bzw. Demontage von Kupplungssystem, Getriebe und Motorblock,  
nach Variante II.

Fig. 55

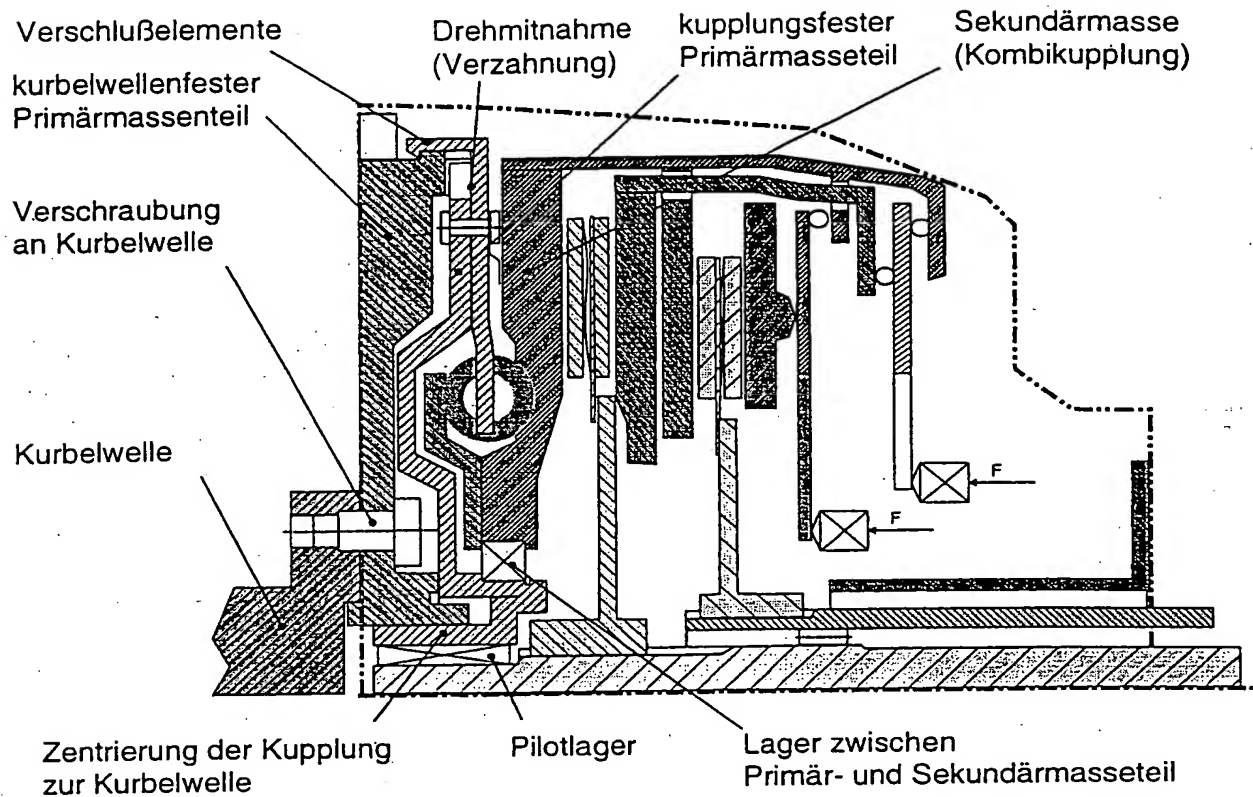
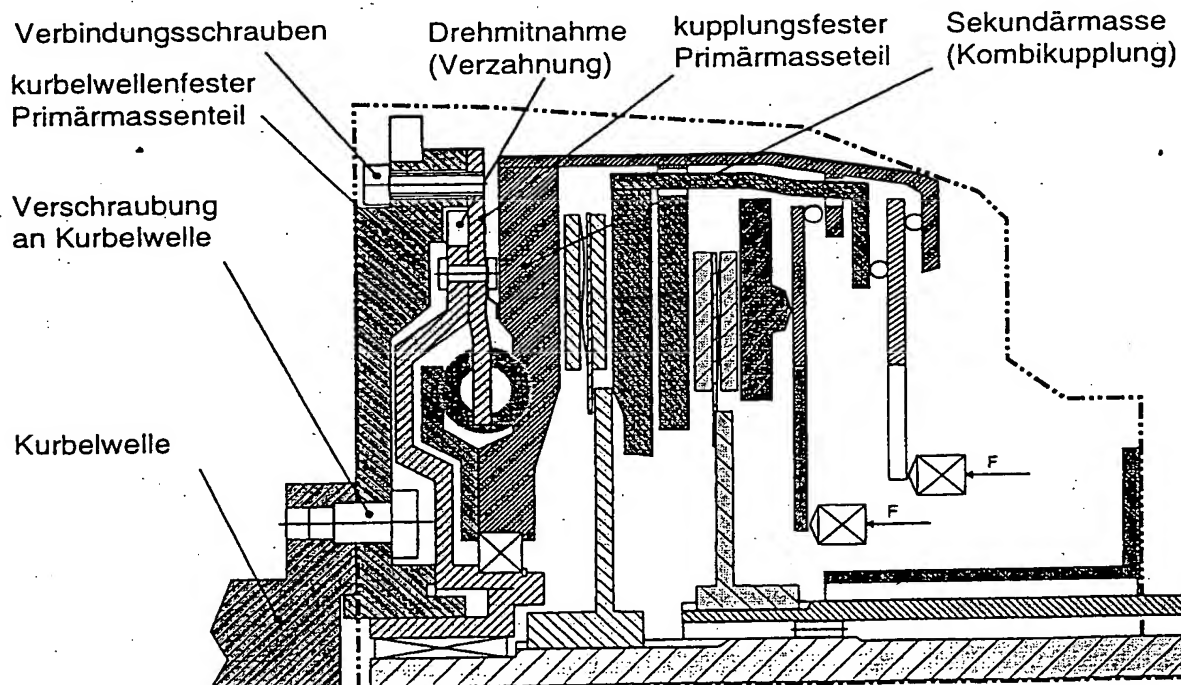


Bild 6.  
Anordnung mit einem außen liegenden Verschuß  
und einer auf der Kurbelwelle verschraubten Primärmasse

Fig. 56



Anordnung mit einem außen liegenden Verschraubungen der Kupplung an dem Schwungrad  
und einer auf der Kurbelwelle verschraubten Primärmasse

Fig. 57

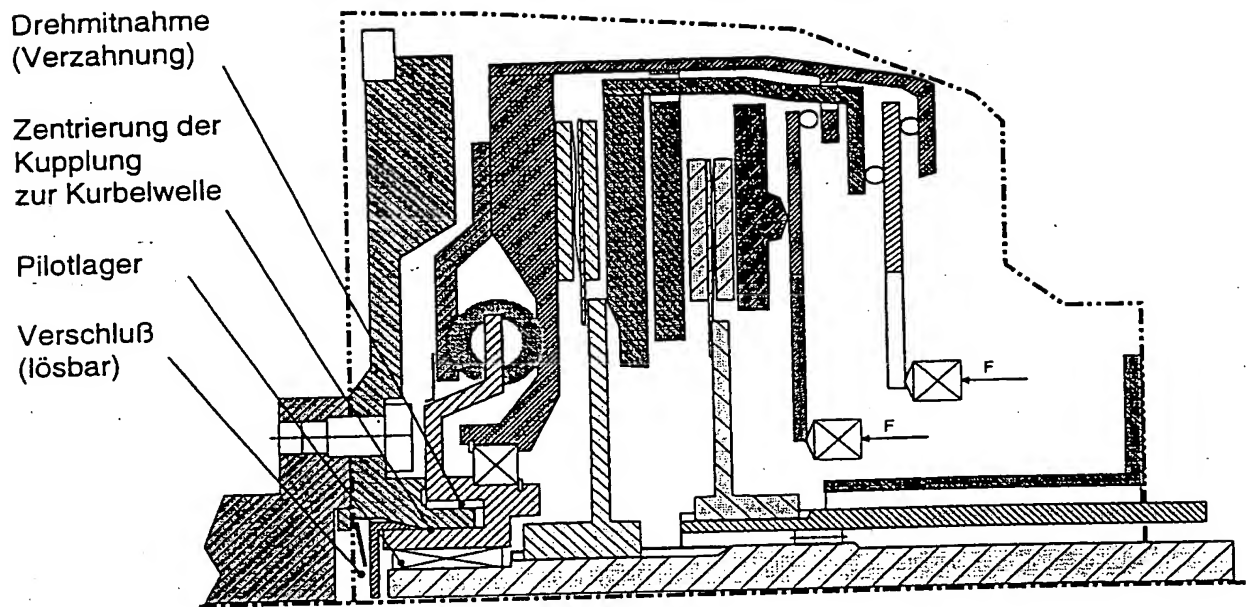
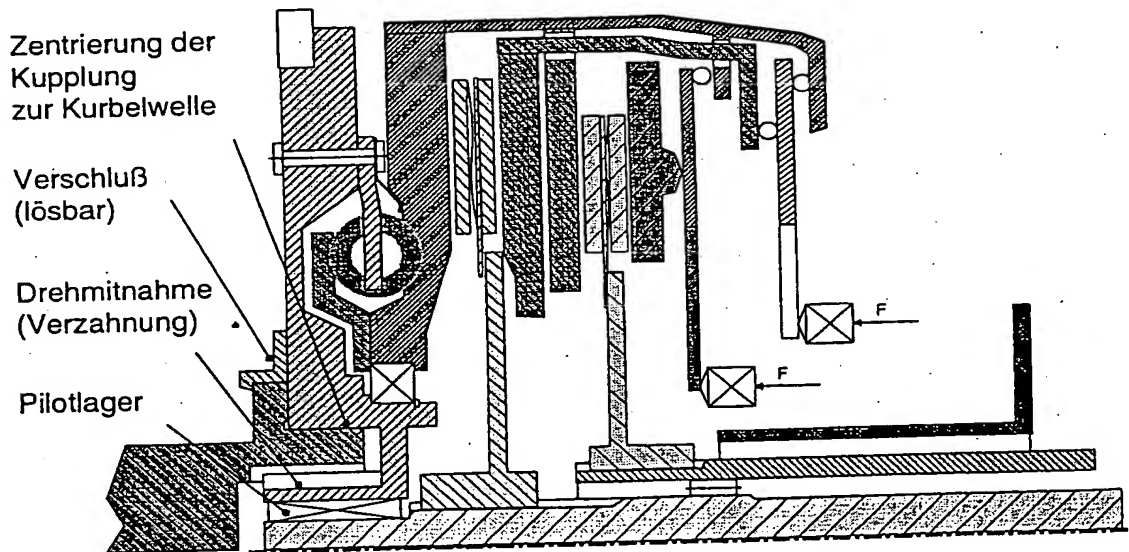


Fig. 58

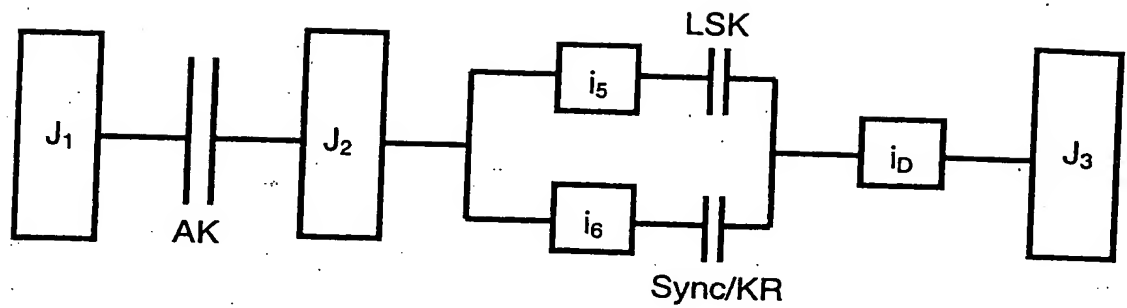
Anordnung mit einem innen liegenden Verschluß und einer auf der Kurbelwelle verschraubten Primärmasse



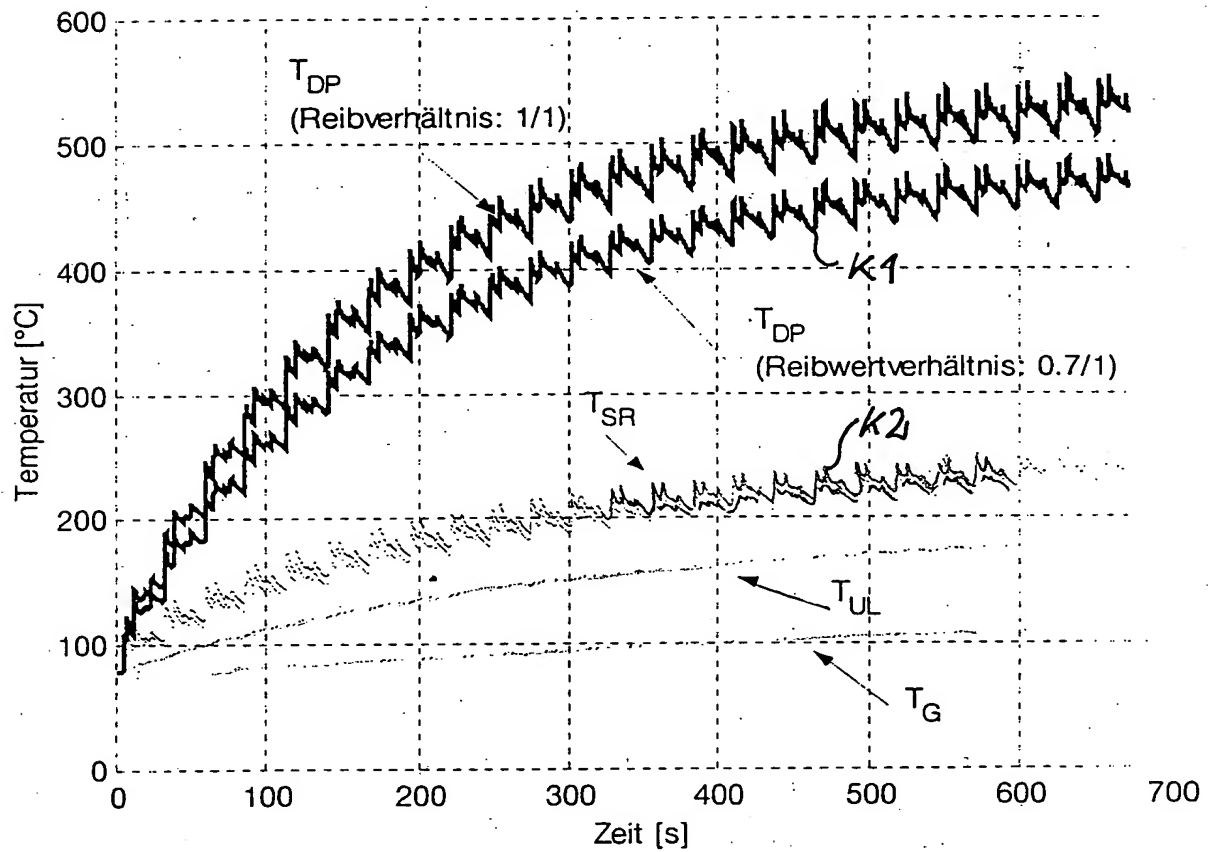
Anordnung mit einem innen liegenden Verschluß, und einer am Kupplungssystem festen Primärmasse (Problematisches Öffnen des VerschluBes )

Fig. 59

Fig. 65



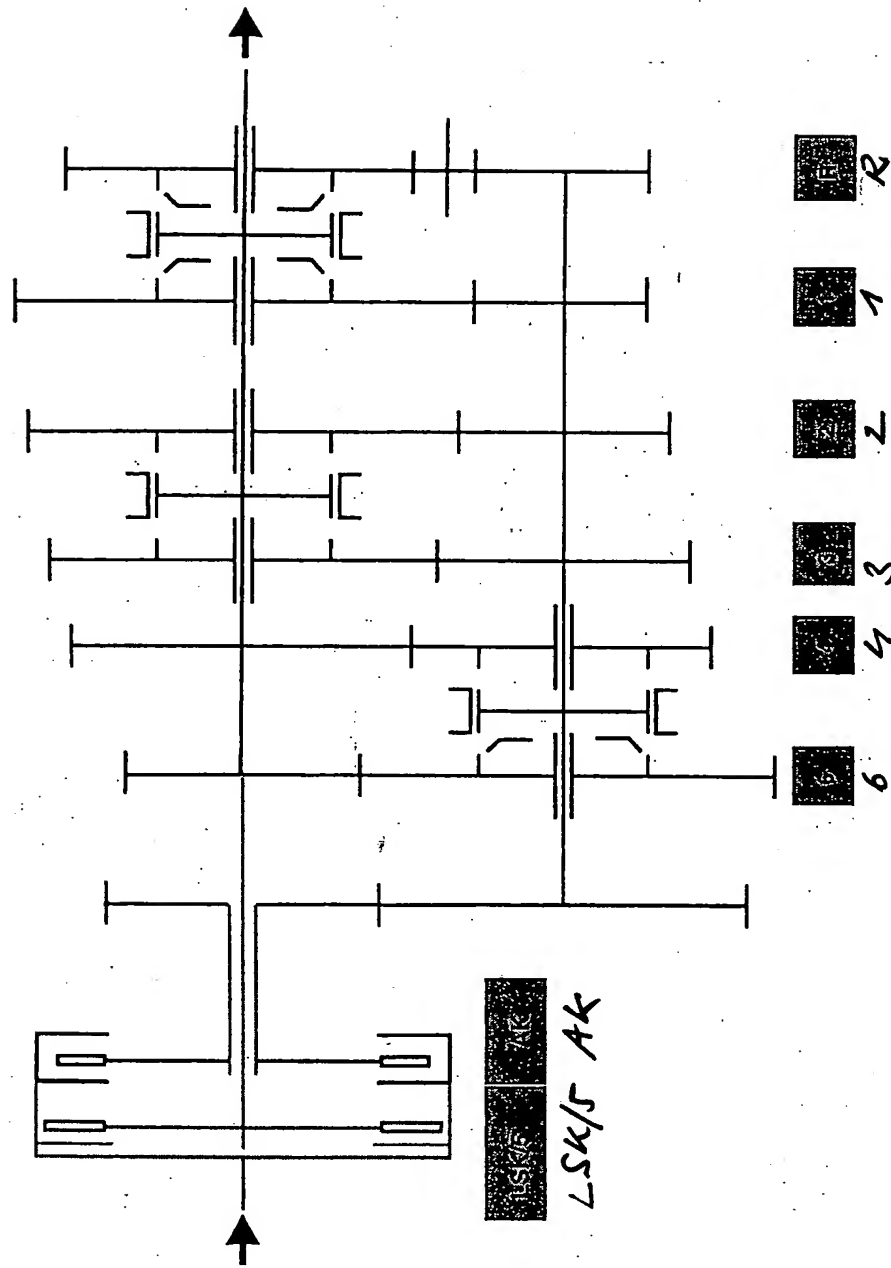
Dyfasim Modell für 5-6 Schaltung ASG / ASG III



Temperaturverhalten eines Kupplungssystems  
bei unterschiedlichen Reibwertverhältnissen der zwei Reibflächen.

Fig. 60

Fig. 61



Getriebestruktur für BMW USG Getriebe. Der 5. Gang besteht aus der durchgängigen Welle ( $i = 1$ ), die über die LSK mit dem Motor verbunden werden kann.



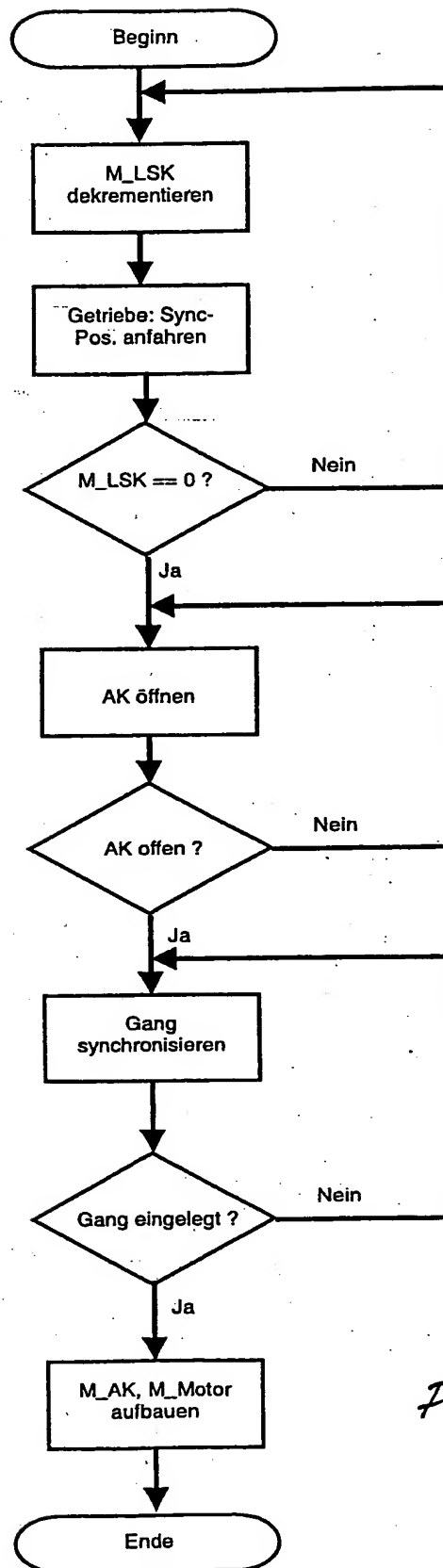


Fig. 62

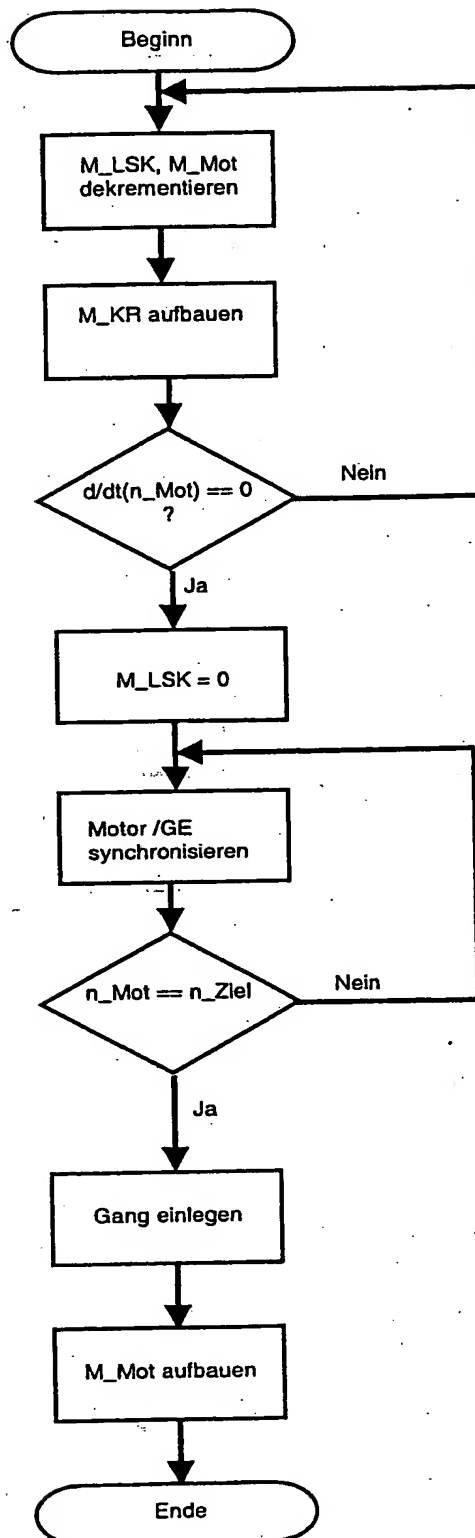


Fig. 63

Flußdiagramm ASG III Schaltung Variante 1

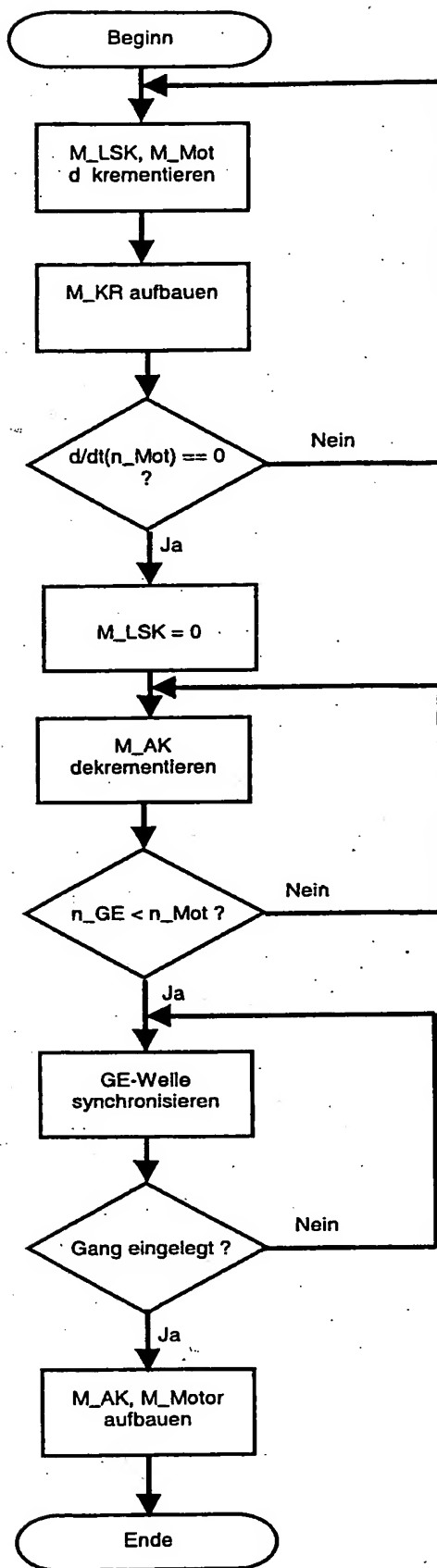


Fig. 64

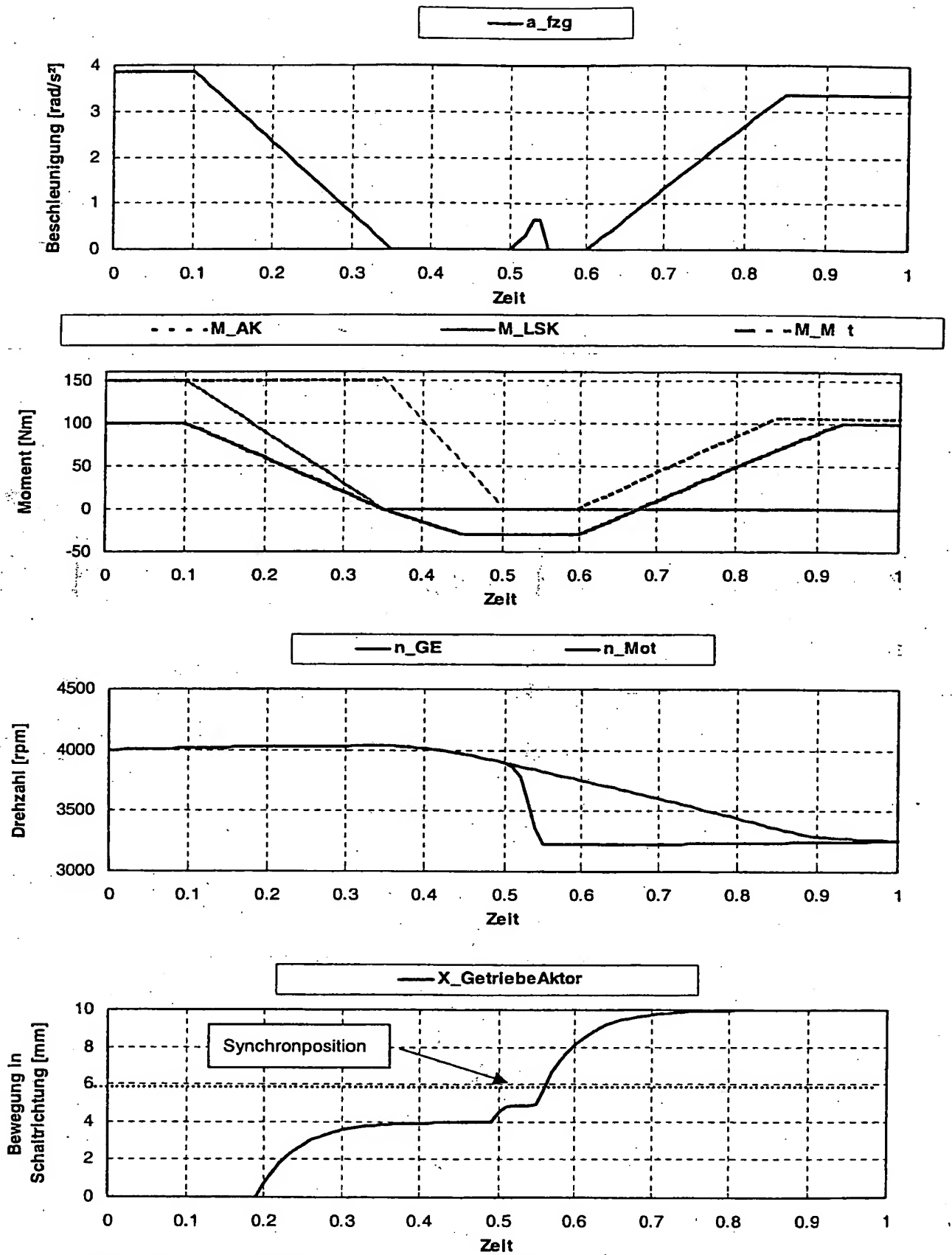


Fig. 66

Dyfasim Simulation: ASG 5-6 Schaltung mit USG Getriebe

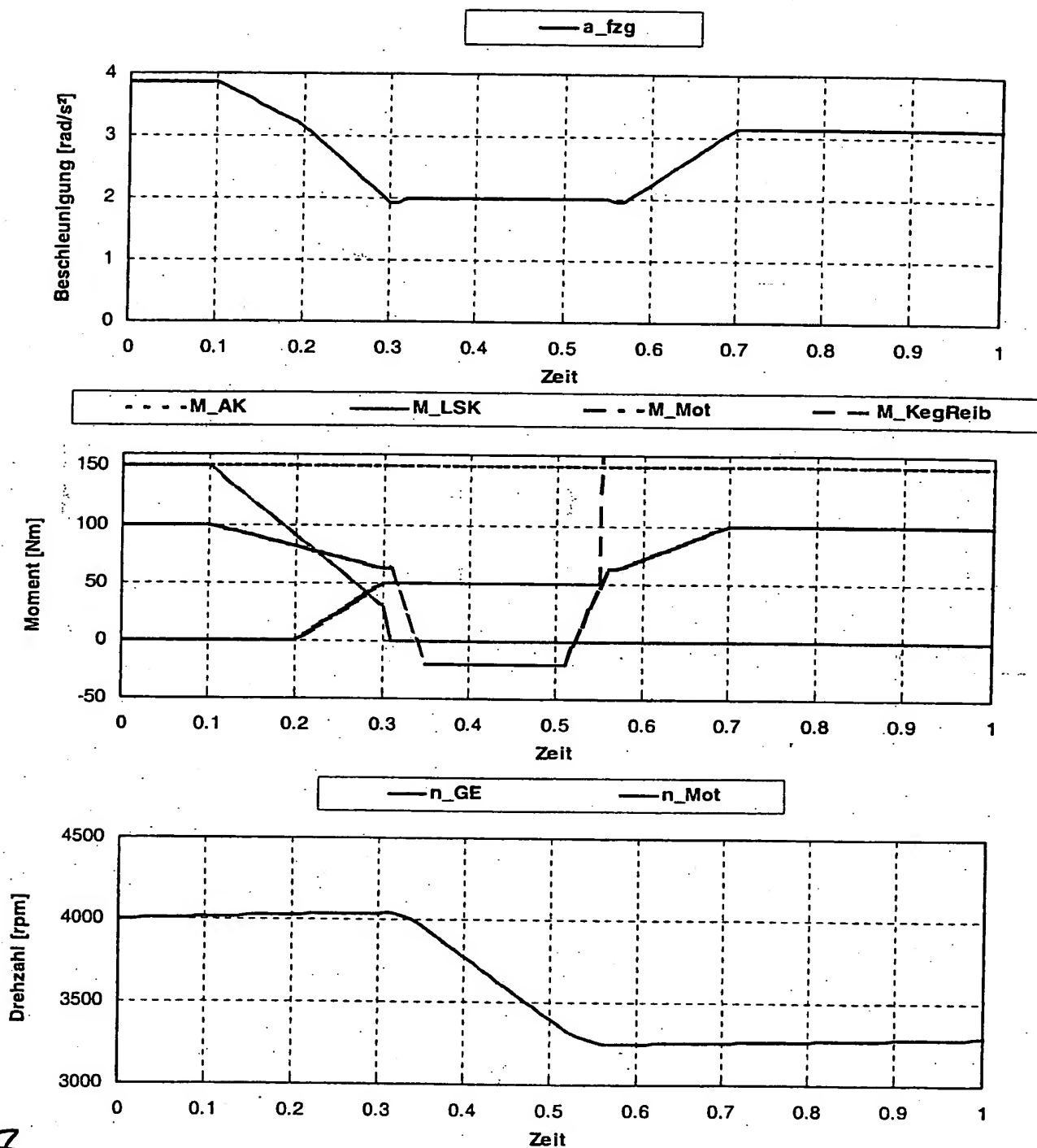


Fig. 67

Dyfasim Simulation: ASG III 5-6 Schaltung mit USG Getriebe, Variante 1 gemeinsame Synchronisierung von Motor und Getriebeeingangswelle mittels kegelter Reibeinrichtung

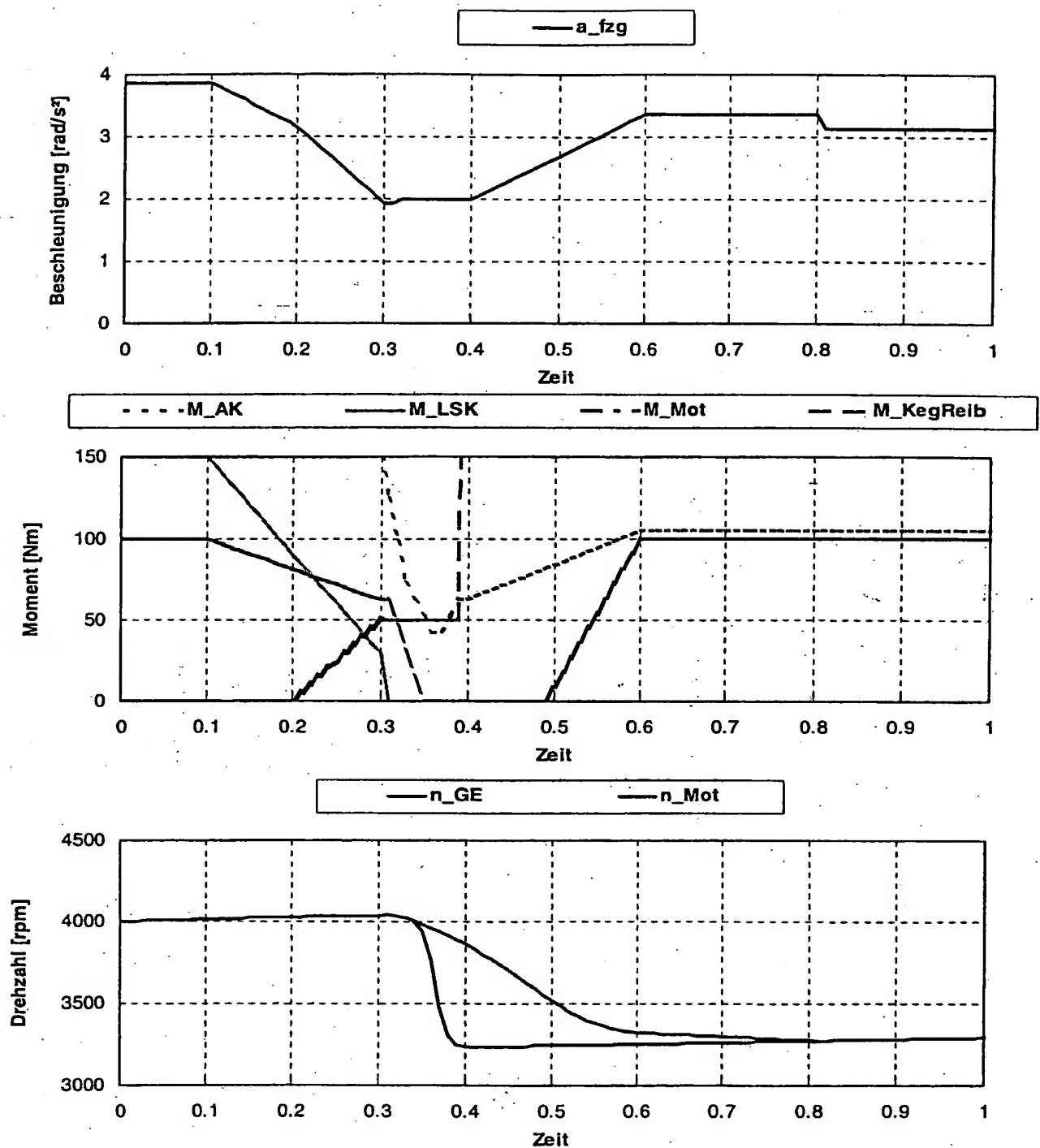
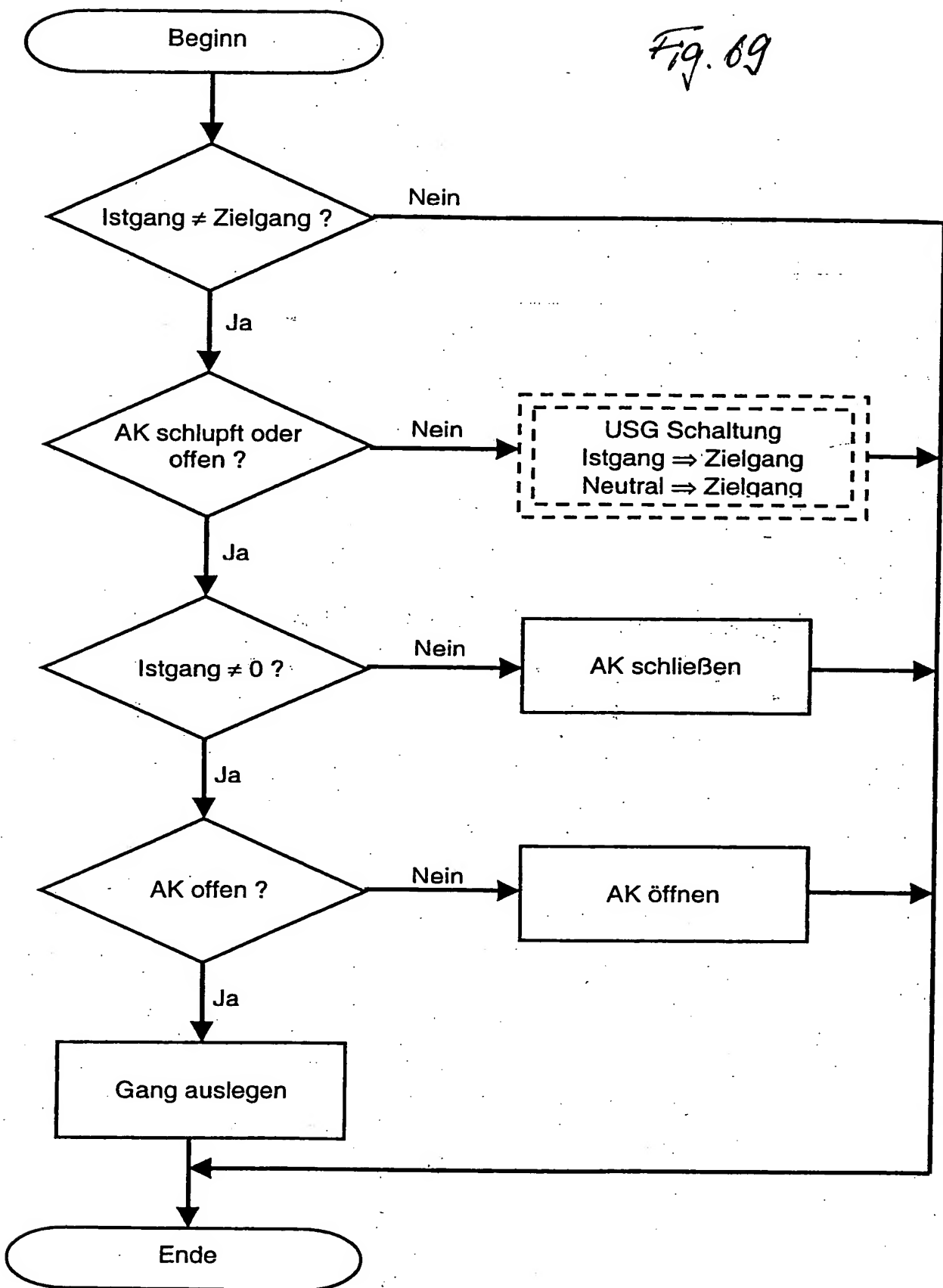


Fig. 68

Dyfasim Simulation: ASG III 5-6 Schaltung mit USG Getriebe, Variante 2, Synchronisierung der Getriebeeingangswelle mittels kegelliger Reibeinrichtung, Synchronisierung des Motors während des Momentenaufbaus.



Flußdiagramm USG Schaltung (unsynchronisierte Gänge) bei schlupfender Anfahrkupplung